

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Stasys STEIŠŪNAS

VAGONO AŠIRAČIŲ SU IŠČIUOŽA SMŪGIO Į BĖGIUS DINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAS

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
TRANSPORTO INŽINERIJA (03T)



LEIDYKLA
Vilnius TECHNIKA 2017

Disertacija rengta 2012–2017 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete.

Vadovas

doc. dr. Gintautas BUREIKA (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

Vilniaus Gedimino technikos universiteto Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

Pirmininkas

doc. dr. Olegas PRENTKOVSKIS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

Nariai:

prof. dr. Žilvinas BAZARAS (Kauno technologijos universitetas, transporto inžinerija – 03T),

doc. dr. Algirdas JANULEVIČIUS (Aleksandro Stulginskio universitetas, transporto inžinerija – 03T),

habil. dr. Dariusz MAZURKIEWICZ (Liublino technologijos universitetas, Lenkija, mechanikos inžinerija – 09T),

doc. dr. Edgar SOKOLOVSKIJ (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

Disertacija bus ginama viešame Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje **2017 m. vasario 10 d. 9 val.** Vilniaus Gedimino technikos universiteto senato posėdžių salėje.

Adresas: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lietuva.

Tel.: (8 5) 274 4956; faksas (8 5) 270 0112; el. paštas doktor@vgtu.lt

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2017 m. sausio 9 d.

Disertaciją galima peržiūrėti interneto svetainėje <http://dspace.vgtu.lt/> ir Vilniaus Gedimino technikos universiteto (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lietuva), Klaipėdos universiteto (K. Donelaičio g. 3, LT-92144 Klaipėda, Lietuva), Aleksandro Stulginskio universiteto bibliotekose (Studentų g. 11, LT-53361 Akademija, Kauno r.).

VGTU leidyklos TECHNIKA 2017-003-M mokslo literatūros knyga

<http://leidykla.vgtu.lt>

ISBN 978-609-457-998-1

© VGTU leidykla TECHNIKA, 2017

© Stasys Steišūnas, 2017

stasys.steisonas@vgtu.lt

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Stasys STEIŠŪNAS

RESEARCH ON DYNAMIC PROCESSES OF WAGON WHEELSETS WITH FLAT IMPACT ON RAIL

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
TRANSPORT ENGINEERING (03T)



LEIDYKLA
Vilnius TECHNIKA 2017

Doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2012–2017.

Supervisor

Assoc. Prof. Dr Gintautas BUREIKA (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T).

The Dissertation Defense Council of Scientific Field of Transport Engineering of Vilnius Gediminas Technical University:

Chairman

Assoc. Prof. Dr Olegas PRENTKOVSKIS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T).

Members:

Prof. Dr Žilvinas BAZARAS (Kaunas University of Technology, Transport Engineering – 03T),

Assoc. Prof. Dr Algirdas JANULEVIČIUS (Aleksandras Stulginskis University, Transport Engineering – 03T),

Dr Habil. Dariusz MAZURKIEWICZ (Lublin University of Technology, Mechanical Engineering – 09T),

Assoc. Prof. Dr Edgar SOKOLOVSKIJ (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defense Council of Transport Engineering in the Senate Hall of Vilnius Gediminas Technical University at **9 a. m. on 10 February 2017**.

Address: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lithuania.
Tel.: +370 5 274 4956; fax +370 5 270 0112; e-mail: doktor@vgtu.lt

A notification on the intend defending of the dissertation was send on the 9 January 2017.

A copy of the doctoral dissertation is available for review at the Internet website <http://dspace.vgtu.lt/> and at the Libraries of Vilnius Gediminas Technical University (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lithuania), Klaipėda University (K. Donelaičio g. 3, LT-92144 Klaipėda, Lietuva), Aleksandras Stulginskis University (Studentų g. 11, LT-53361 Akademija, Kauno r.).

Reziumė

Traukiniui važiuojant bėgiais vyksta riedmenų nuosavi svyravimai, o dėl geležinkelio kelio nelygumų sužadinami priverstiniai riedmenų svyravimai. Atsiradus rato riedėjimo paviršiaus pažaidoms, rato ir bėgio sąveikos metu veikia dinaminės jėgos, kurios papildomai apkrauna bėgį ir ratą. Dėl šių jėgų sukeltų riedmenų svyravimų gali kilti eismo įvykis, triukšmas ir neigiamas poveikis keleivių važiavimo komfortui. Šiuo metu naudojamuose dinaminuose riedmenų modeliuose neatsižvelgiama į aplinkos temperatūrą ir su ja susijusius geležinkelio kelio standumo pokyčius, o tai gali daryti įtaką tiriamų dinaminų parametrų nustatymo korektiškumui. Šiuo metu matematiniuose rato su pažaida ir bėgio sąveikos modeliuose neįvertinama viso riedmens pagrindinių masių dinamika ir įtaka rato su bėgio sąveikos procesui.

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai, bendrosios išvados, literatūros ir autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašas.

Disertacijoje tyrimų problematika, tikslas ir uždaviniai nustatyti atlikus išsamią Lietuvos ir užsienio mokslininkų darbų riedmenų dinamikos tema analizę.

Pirmame skyriuje pateikta horizontaliosios ir vertikaliosios riedmenų dinamikos ypatumų apžvalga, išanalizuoti sistemos „riedmuo–kelias“ dinaminiai modeliai, išnagrinėtos riedmenų ratų pažaidos ir jų įtaka riedmenų judėjimui.

Antrajame skyriuje aprašomas sukurtas keleivinio vagono su ratų pažaidomis, judančio įvairios kokybės bėgių paviršiais, matematinis modelis įvertinantis geležinkelio kelio elementų (bėgio, tarpinės, balasto, subbalasto) dinamiką.

Trečiame skyriuje pateikti skaičiavimų, kuriuose įvertinti rato riedėjimo paviršiaus pažaidų ir kelio nelygumų poveikis bei kelio konstrukcijos standumo kitimo poveikis atskiriems vagono konstrukcijos elementams, rezultatai ir jų analizė.

Ketvirtame skyriuje pateikti eksperimentinių tyrimų eksploatacijos sąlygomis atlikimo metodika ir gauti tyrimų rezultatai. Gauti eksperimentiniai rezultatai palyginti su modeliavimo ir kitų mokslininkų tyrimų rezultatais.

Disertacijos tema paskelbta 14 straipsnių. Disertacijos tema perskaityta 12 pranešimų Lietuvos ir užsienio šalių konferencijose.

Abstract

At running of a train on rails, natural vibrations of the rolling stock occur, whereas forced vibrations of the rolling stock are generated due to the track irregularities. Upon emergence of defects in the wheel rolling surface, the dynamic forces are operating during wheel-rail interaction, which put an additional load on the rail and the wheel. Due to the rolling stock vibrations induced by these forces, a traffic accident, noise and a negative effect on the passenger comfort during travel may occur. Ambient temperature and relevant track stiffness variations are not taken into consideration in the currently used dynamic rolling stock models, and this may influence the correctness of the determination of the dynamic parameters under study. At the present moment, mathematical models for interaction between the wheel with a defect and the rail give no assessment of the dynamics of the main mass of the whole vehicle and of the impact on the wheel-rail interaction process.

Topics, aim and tasks of research in the dissertation have been determined upon making the exhaustive analysis of the works by Lithuanian and foreign scholars on the topic of the rolling stock dynamics.

The first chapter gives an overview of the peculiarities of rolling-stock horizontal and vertical dynamics and provides an analysis of the dynamic models of the system “Vehicle – Track”; the wheel defects of the rolling stock and their effect on the vehicle movement have been studied.

The second chapter describes the developed mathematical model of a passenger car with wheel defects, moving on the rail surfaces of different quality, which provides an evaluation of the dynamics of railway track elements (rail, pad, ballast, and sub-ballast).

The third chapter provides calculations estimating an impact of wheel rolling surface defects and track unevenness as well as track construction stiffness variations on certain car construction elements, their results and analysis.

The fourth chapter focuses on the methodology for conducting experimental investigations under real operating conditions and the obtained research results. The received experimental results have been compared with the simulation findings and research results of other scientists.

The dissertation consists of the introduction, four chapters, general conclusions, a list of references, and a list of author’s publications on the topic of the dissertation.

A total of 14 papers have been published and 12 reports delivered on the topic of the dissertation at the Lithuanian and foreign conferences.

Žymėjimai

Simboliai

- $2l_k$ – kėbulo ilgis tarp šerdesų;
 $2l_a$ – plotis tarp antrinės pakabos elementų;
 $2l_v$ – atstumas tarp aširačių;
 $2l_p$ – plotis tarp pirminės pakabos elementų;
 C_a – antrinės pakabos slopinimas;
 C_p – pirminės pakabos slopinimas;
 C_b – bėgio slopinimas;
 C_{pb} – pabėgio tarpinės slopinimas;
 C_{snk} – balasto slopinimas;
 ϕ_k – kėbulo sukimasis apie x ašį;
 $\dot{\phi}_k$ – kėbulo sukimosi apie x ašį greitis;
 $\ddot{\phi}_k$ – kėbulo sukimosi apie x ašį pagreitis;
 ϕ_{vi} – i -ojo vežimėlio sukimasis apie x ašį;
 $\dot{\phi}_{vi}$ – i -ojo vežimėlio sukimosi greitis apie x ašį;
 $\ddot{\phi}_{vi}$ – i -ojo vežimėlio sukimosi pagreitis apie x ašį;

ϕ_{ai} – i -ojo aširačio sukimasis apie x ašį;
 $\dot{\phi}_{ai}$ – i -ojo aširačio sukimosi greitis apie x ašį;
 $\ddot{\phi}_{ai}$ – i -ojo aširačio sukimosi pagreitis apie x ašį;
 ϕ_{pbi} – i -ojo pabėgio sukimasis apie x ašį;
 $\dot{\phi}_{pbi}$ – i -ojo pabėgio sukimosi greitis apie x ašį;
 $\ddot{\phi}_{pbi}$ – i -ojo pabėgio sukimosi pagreitis apie x ašį;
 J_{kx} – kėbulo inercijos momentas apie x ;
 J_{ky} – kėbulo inercijos momentas apie y ;
 J_{vx} – vežimėlio inercijos momentas apie x ;
 J_{vy} – vežimėlio inercijos momentas apie y ;
 J_{ax} – aširačio inercijos momentas apie x ;
 J_{pbx} – pabėgio inercijos momentas apie x ;
 K_a – antrinės pakabos standumas;
 K_b – bėgio standumas;
 K_p – pirminės pakabos standumas;
 K_{pb} – pabėgio tarpinės standumas;
 K_{snk} – balasto standumas;
 M_k – kėbulo masė;
 M_v – vežimėlio masė;
 M_a – aširačio masė;
 M_b – bėgio masė;
 M_{pb} – pabėgio masė;
 M_{snk} – balasto masė;
 θ_k – kėbulo sukimasis apie y ašį;
 θ_{vi} – i -ojo vežimėlio sukimasis apie y ašį;
 $\dot{\theta}_k$ – kėbulo sukimosi greitis aplink y ašį;
 $\ddot{\theta}_k$ – kėbulo sukimosi pagreitis apie y ašį;
 $\dot{\theta}_{vi}$ – i -ojo vežimėlio sukimosi greitis apie y ašį;
 $\ddot{\theta}_{vi}$ – i -ojo vežimėlio sukimosi pagreitis apie y ašį;
 Z_k – kėbulo vertikalūs poslinkis;
 Z_{ai} – i -ojo aširačio vertikalūs poslinkis;
 Z_{bii} – i -ojo bėgio vertikalūs poslinkis;

Z_{pbi} – i -ojo pabėgio vertikalus poslinkis;
 Z_{snkii} – i -ojo balasto vertikalus poslinkis;
 Z_{vi} – i -ojo vežimėlio vertikalus poslinkis;
 ΔZ_{bii} – i -ojo bėgio nelygumas (su iščiūožos įvestine, jei reikia);
 \dot{Z}_k – kėbulo vertikalus greitis;
 \ddot{Z}_k – kėbulo vertikalus pagreitis;
 \dot{Z}_{vi} – i -ojo vežimėlio vertikalus greitis;
 \ddot{Z}_{vi} – i -ojo vežimėlio vertikalus pagreitis;
 \dot{Z}_{ai} – i -ojo aširačio vertikalus greitis;
 \ddot{Z}_{ai} – i -ojo aširačio vertikalus pagreitis.

Santrumpos

L.L. – laisvės laipsnis;
 BE – baigtinis elementas;
 DSRK – dinaminė sistema „riedmuo–kelias“;
 KV – keleivinis vagonas;
 RAKP – važiuojančių riedmenų techninės būklės automatinės kontrolės priemonės;
 RMSE – vidutinė kvadratinė paklaida;
 SAIA – sukimasis apie išilginę ašį;
 SASA – sukimasis apie skersinę ašį;
 SAVA – sukimasis apie vertikalią ašį;
 SSE – liekamųjų paklaidų kvadratų suma;
 SVK – smūginio veikimo koeficientas.

Sąvokos

Balastas – tai rupios, birios mineralinės medžiagos sluoksnis, perimantis apkrovas nuo bėgio ir mažinantis pabėgių poslinkius, esant apkrovoms.
 Geležinkelio kelias – inžinerinis statinys, kurį sudaro žemės sankasa ir viršutinė kelio konstrukcija.
 Keleivinis vagonas – geležinkelio riedmuo, skirtas keleiviams vežti.
 Kritinis greitis – riedmenų judėjimo greitis, kuriam esant pasiekama dinaminio stabilumo riba.
 Matematinis modelis – fizinė sistema, aprašyta matematine kalba.
 Rato pažaida – rato riedėjimo paviršiaus kokybės trūkumas/defektas.

Riedmenų dinamika – inžinerijos mokslo šaka, kuri nagrinėja traukinių judėjimą veikiančias jėgas.

Riedmenų dinaminis stabilumas – riedmens fizikinė būseną užtikrinanti saugų judėjimą geležinkelio keliu veikiant išorinėms ir vidinėms jėgoms.

Virpesiai – tai bet kokią objektą apibūdinančių dydžių kitimas laikui bėgant – didėjimas ir mažėjimas.

Turinys

IVADAS	1
Problemos formulavimas.....	1
Darbo aktualumas.....	2
Tyrimų objektas.....	2
Darbo tikslas.....	2
Darbo uždaviniai	2
Tyrimų metodika	3
Darbo mokslinis naujumas	3
Darbo rezultatų praktinė reikšmė	4
Ginamieji teiginiai	4
Darbo rezultatų aprobavimas.....	5
Disertacijos struktūra.....	6
Padėkos	6
 1. MOKSLINIŲ DARBŲ, SKIRTŲ RIEDMENŲ DINAMIKOS NAGRINĖJIMUI, ANALIZĖ	 7
1.1. Riedmenų horizontaliosios ir vertikaliosios dinamikos ypatumų apžvalga.....	7
1.2. Geležinkelio riedmenų ratų pažaidų analizė.....	11
1.3. Sistemos „riedmuo–kelias“ dinaminių modelių analizė	16
1.3.1. Riedmenų dinaminių modelių apžvalga	16
1.3.2. Geležinkelio kelio dinaminių modelių apžvalga	21
1.4. Riedmenų važiuoklės ir pakabos parametrų tyrimų tendencijos	25
1.5. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas.....	29

2. RIEDMENŲ SU RATO RIEDĖJIMO PAVIRŠIAUS DEFEKTAIS DINAMINIŲ PARAMETRŲ MODELIAVIMAS	31
2.1. Keleivinio vagono su rato iščiuoža judančio geležinkelio keliu dinaminis modelis	32
2.1.1. Keleivinio vagono dinaminių procesų matematinis modeliavimas	33
2.1.2. Geležinkelio kelio charakteristikų matematinis modeliavimas	39
2.1.3. Rato ir bėgio kontakto modelis	49
2.2. Sistemos „riedmuo–kelias“ išplėstinio modelio MATLAB aplinkoje sudarymas	54
2.3. Dinaminės sistemos virpesių savųjų dažnių parametrų nustatymas	57
2.4. Antrojo skyriaus išvados	60
3. KELEIVINIO VAGONO VIRPESIŲ SKAITINIAI TYRIMAI	63
3.1. Vibracijos vertinimo kriterijai ir leidžiami vibracijos parametrai	63
3.1.1. Vibracijos vertinimo kriterijai ir metodika	65
3.1.2. Leidžiami vibracijos parametrai	67
3.2. Dinaminės sistemos elementų virpesių tyrimai	67
3.2.1. Keleivinio vagono aširačių vertikalųjų virpesių tyrimas	69
3.2.2. Keleivinio vagono vežimėlių vertikalųjų virpesių tyrimas	75
3.2.3. Keleivinio vagono kėbulo vertikalųjų virpesių tyrimas	78
3.3. Rato su pažaida vertikalios smūgio jėgos bėgiui priklausomybių tyrimas	84
3.4. Trečiojo skyriaus išvados	85
4. KELEIVINIO VAGONO VAŽIAVIMO TOLYGUMO NATŪRINIAI TYRIMAI	87
4.1. Riedmenų dinaminių charakteristikų tyrimų metodika ir geležinkelio kelio standumo nustatymas	87
4.2. Riedmenų dinaminių parametrų matavimo įranga	89
4.3. Kėbulo vibracijų nustatymo bandymų vykdymo tvarka	91
4.4. Keleivinio vagono važiavimo bandymo eiga	92
4.5. Bandymų metu gautų duomenų analizė	93
4.6. Eksperimentinių tyrimų ir matematinių modeliavimų rezultatų palyginimas	102
4.7. Ketvirtojo skyriaus išvados	108
BENDROSIOS IŠVADOS	111
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI	113
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS	123
SUMMARY IN ENGLISH	127

PRIEDAI*	143
A priedas. Keleivinio vagono bandymų grafikas	144
B priedas. Natūrinių bandymų saugos reikalavimai	146
C priedas. Keleivinio vagono matematinio modelio masių, slopinimo ir standumo matricos	147
D priedas. Bendraautorijų sutikimai teikti publikacijų medžiagą disertacijoje	150
E priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos	164

* Priedai pateikiami pridėtoje kompaktinėje plokštelėje.

Contents

INTRODUCTION	1
Formulation of the problem.....	1
Relevance of the thesis	2
Object of research.....	2
Aim of the thesis	2
Tasks of the thesis	2
Research methodology	3
Scientific novelty of the thesis	3
Practical value of the research findings.....	4
Defended statements	4
Approval of the research findings	5
Structure of the dissertation.....	6
Acknowledgements	6
 1. ANALYSIS OF RESEARCH WORKS, INTENDED FOR THE STUDY OF ROLLING STOCK DYNAMICS	 7
1.1. Survey of the peculiarities of rolling stock horizontal and vertical dynamics	 7
1.2. Analysis of rolling stock wheel flat defects.....	11
1.3. Analysis of the system “Vehicle–Track” dynamic models	16
1.3.1. Survey of rolling stock dynamic models	16
1.3.2. Survey of railway track dynamic models	21

1.4. Tendencies in the study of rolling stock bogie and suspension parameters	25
1.5. The first chapter conclusions and formulation of the dissertation tasks	29
2. SIMULATION OF DYNAMIC PARAMETERS OF ROLLING STOCK WITH WHEEL ROLLING SURFACE DEFECTS.....	31
2.1. Dynamic model of passenger car wheel with a flat moving on the railway track	32
2.1.1. Mathematical modeling of passenger car dynamic processes	33
2.1.2. Mathematical modeling of railway track characteristics	39
2.1.3. Wheel and rail contact model	49
2.2. Development of an expanded model of the system “Vehicle–Track” in MATLAB environment.....	54
2.3. Determination of the parameters of vibration eigenfrequencies of the dynamic system	57
2.4. The second chapter conclusions	60
3. NUMERICAL INVESTIGATION OF PASSENGER CAR VIBRATIONS	63
3.1. Vibration assessment criteria and permissible vibration parameters	63
3.1.1. Vibration assessment criteria and methods	65
3.1.2. Permissible vibration parameters	67
3.2. Vibration investigation of the dynamic system elements	67
3.2.1. Investigation of vertical vibrations of passenger car wheelsets.....	69
3.2.2. Investigation of vertical vibrations of passenger car bogies.....	75
3.2.3. Investigation of vertical vibrations of passenger car body	78
3.3. Analysis of dependence of wheel flat vertical impact force on rail.....	84
3.4. The third chapter conclusions.....	85
4. FIELD TESTING OF PASSENGER CAR RIDE STABILITY	87
4.1. Methods for the study of rolling stock dynamic characteristics and determination of railway track stiffness	87
4.2. Measurement equipment for rolling stock dynamic parameters.....	89
4.3. Procedure of test performance for determining the car body vibrations.....	91
4.4. Passenger car ride testing procedure	92
4.5. Analysis of the data obtained from testing.....	93
4.6. Comparison of experimental investigation and mathematical modeling findings.....	102
4.7. The fourth chapter conclusions	108
GENERAL CONCLUSIONS	111
LITERATURE AND SOURCES	113
LIST OF AUTHOR’S SCIENTIFIC PUBLICATIONS ON THE TOPIC OF DISSERTATION	123

SUMMARY IN ENGLISH.....	127
ANNEXES*	143
Annex A. Passenger car testing schedule	144
Annex B. Safety requirements for field testing.....	146
Annex C. Mass, damping and stiffness matrices of the passenger car mathematical model	147
Annex D. The agreements of co-authors to present publications for the dissertation defence	157
Annex E. Copies of authors scientific publications on the subject of dissertation	164

* The annexes are supplied in the enclosed compact disc.

Išvadas

Problemos formulavimas

Transportas yra vienas svarbiausių mūsų šalies ūkio sektorių, sukuriantis iki 12 % šalies bendrojo vidaus produkto. Vien tik geležinkeliais Lietuvoje per metus vežama apie 40–45 mln. tonų krovinių ir apie 4 mln. keleivių. Nežiūrint to, kad iki 90 % pajamų AB „Lietuvos geležinkeliai“ gauna veždami krovinius, nuolatos yra investuojama ir į keleivinio riedmenų parko atnaujinimą bei į išmaniąsias keleivių aptarnavimo technologijas. Siekiant pritraukti didesnius keleivių srautus, didinamas traukinių važiavimo greitis, kursavimo dažnis ir keleiviams siūlomas vis platesnis paslaugų spektras. Be to, svarbu nuolatos vertinti keleivių važiavimo komfortą (patogumą), kuriam ženkliai daro įtaką keleivinių vagonų kėbulų virpesiai. Šie virpesiai sukeliami dėl geležinkelio kelio ir riedmens važiuoklės sąveikos važiuojant traukiniui. Šiuolaikiniai riedmenys yra pakankamai komfortiški, tačiau jų eksploatavimo metu atsiranda aširačių ratų riedėjimo paviršiaus pažaidos ir geležinkelio kelio (bėgių) nelygumai. Riedmenims važiuojant bėgiais, šie vagono važiuoklės ir kelio defektai sukelia papildomus kėbulo virpesius ir triukšmą, kurie gali sukelti nemalonius pojūčius keleiviams.

Eksplatuojant geležinkelio riedmenis būtina stebėti bėgių viršutinės galvutės ir ratų riedėjimo paviršiaus būklę, siekiant laiku pašalinti arba sumažinti važiuoklės su bėgiais sąveikos sukeltus nepageidaujamus poveikius ir vagono pa-

kabai, ir keleiviams. Kita vertus, atsiradus didelėms aširačio rato riedėjimo paviršiaus pažaidoms, riedmenims važiuojant per dideliu greičiu gali būti pažeisti (sulaužyti) bėgiai, o tai sukeltų eismo įvykį.

Darbo aktualumas

Riedmenų eksploatavimo ir remonto specialistams iškyla problema tiksliai ir patikimai įvertinti vagono su ratų pažaidomis sukeltus kėbulo virpesius ir jų poveikį keleiviams. Kitas svarbus aspektas – nustatyti leistiną važiavimo greitį, kuriuo keleivinis vagonas su ratų pažaidomis galėtų judėti iki artimiausios stoties arba depo negadindamas bėgių. Geležinkelio riedmenų techninę būklę prižiūrinių įmonių specialistams atlikti natūrinius riedmenų bandymus (bandamuosius važiavimus) yra labai brangus ir ilgai trunkantis procesas: reikia uždaryti tarpstočio traukinių eismą, bandymams būtų naudojami eksploatacijoje esantys riedmenys. Be to, kyla pavojus, kad riedmenų bandymų metu vagonai su rato pažaidomis gali nepataisomai sugadinti ir bėgius, ir aširačius. Šiame disertaciniame darbe kuriami moksliškai pagrįsti vagonų pakabos veikimo ir aširačio rato sąveikos su bėgiais vertinimo skaičiuojamieji metodai. Šie metodai leidžia riedmenų natūrinius bandymus pakeisti patikimais kompiuteriniais imitaciniais tyrimais.

Tyrimų objektas

Darbo tyrimų objektas – važiuojančio vagono, turinčio aširačio iščiuožą, važiuoklės ir geležinkelio kelio sąveika.

Darbo tikslas

Patikslinti vagono aširačių sąveikos su bėgiais nustatymo metodiką, papildomai įvertinant geležinkelio kelio standumo kitimą dėl aplinkos temperatūros pokyčių skirtingais metų laikais.

Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti sprendžiami šie uždaviniai:

1. Išnagrinėjus mokslo publikacijas apie riedmenų važiuoklės sąveiką su keliu, suformuoti darbo problematiką, tikslą ir uždavinius.

2. Ištirti riedmenų važiuoklės sąveikos su bėgiais dinامينius procesus, įvertinant geležinkelio kelio viršutinės konstrukcijos, riedmenų važiuoklės ir kėbulo parametrus.
3. Atlikus vagono teorinius dinامينių procesų tyrimus panaudojant sukurta išplėstinį dinامينės sistemos „riedmuo–kelias“ matematinį modelį išnagrinėti rato su riedėjimo paviršiaus pažaidomis įtaką vagono elementų virpesiams ir poveikį keleivių patogumui skirtingais metų laikais (žiemą ir vasarą).
4. Atlikus vagono su ratų iščiuožomis natūrinius bandymus (bandomuosius važiavimus) nustatyti kėbulo vibracijų priklausomybes nuo važiavimo greičio ir išanalizuoti eksperimentų rezultatus. Išmatuoti geležinkelio kelio viršutinės konstrukcijos tamprumo modulio pokyčius skirtingais metų laikais (žiemą ir vasarą).
5. Palyginti teorinių tyrimų rezultatus, gautus panaudojus sukurta dinامينės sistemos „riedmuo–kelias“ matematinį modelį, su natūrinių eksperimentų rezultatais.

Tyrimų metodika

Darbe taikomi teoriniai skaičiuojamieji ir eksperimentiniai tyrimų metodai.

Teorinėje dalyje taikyti analitiniai ir skaitiniai metodai, išanalizuoti dinامينės sistemos „riedmuo–kelias“ savieji dažniai skirtingais metų laikais ir dinامينių procesų charakteristikos. Tyrimuose naudota *MATLAB/Simulink*, *TurboLab*, ir *SIMPAC* programinė įranga.

Eksperimentiniuose tyrimuose (natūriniuose bandymuose) naudojamas bandomasis traukinys su specialiai tyrimams atrinktais defektuotais aširačiais. Riedmenų dinامينiai parametrai matuoti *Corrsys-Datron*, *Kistler Type 8395A*, *Kistler Type CDAS3A* įranga.

Darbo mokslinis naujumas

Rengiant disertaciją buvo gauti šie transporto inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Sukurtas analitiniais ir skaitiniais metodais pagrįstas išplėstinis dinامينės sistemos „riedmuo–kelias“ matematinis modelis, įgalinantis įvertinti šioje sistemoje vykstančius dinامينius procesus esant skirtingoms aplinkos sąlygoms (žiemą ir vasarą).

2. Nustatyti dinaminės sistemos „riedmuo–kelias“ savieji dažniai važiuojant vagonui žiemą ir vasarą bei parodyti sistemos elementų pagreičių skirtumai kintant kelio statinio standumui. Nustatyti rato ir bėgio kontakte veikiančių jėgų pokyčiai skirtingais metų laikais.
3. Ištirtos vagono su ratų pažaidomis kėbulo vibracijos. Nustatytos jų priklausomybės nuo važiavimo greičio, vagono pakabos ir geležinkelio kelio elementų parametrų esant skirtingiems metų laikams (žiema ir vasarą). Pagal šias priklausomybes galima įvertinti keleivių važiavimo komfortą.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

1. Taikant siūlomą išplėstinį trimatės dinaminės sistemos „riedmuo–kelias“ matematinį modelį vien tik skaičiuojamaisiais metodais galima tiksliai ir patikimai nustatyti leistiną keleivinio vagono su rato pažaidomis greitį skirtingais metų laikais (žiema ir vasarą).
2. Siūlomo išplėstinio trimačio dinaminės sistemos „riedmuo–kelias“ matematinio modelio taikymas riedmenų važiuoklės sąveikai su bėgiais tirti galėtų būti naudojamas geležinkelio riedmenų techninę būklę prižiūrinčių įmonių vietoj traukinių eismą trikdančių ir ilgai trunkančių natūrinių riedmenų dinaminių bandymų.
3. Remiantis eksperimentinių ir teorinių tyrimų rezultatais geležinkelių specialistams sudaroma galimybė išsamiau įvertinti riedmenų važiuoklės sąveikos su bėgiais įtaką keleivių komfortui (patogumui).

Ginamieji teiginiai

1. Sukurtas sistemos „riedmuo–kelias“ matematinis modelis leidžia išsamiai nagrinėti dinامينius procesus atskiruose vagono važiuoklės ir kėbulo taškuose, įvertinus vagono pakabos, kelio statinio, rato ir bėgio bei jų pažaidų geometrinių parametrų poveikį nagrinėjamai sistemai.
2. Sudarytas išplėstinis trimatis dinaminės sistemos „riedmuo–kelias“ matematinis modelis leidžia papildomai vertinti bėgio bangavimo po rato smūgio poveikį gretutiniams vežimėlio aširačiams.
3. Sukurto matematinio modelio ir atliktų eksperimentinių tyrimų rezultatai stipriai koreliuoja tarpusavyje. Tai rodo sukurto dinaminės sistemos „riedmuo–kelias“ matematinio modelio patikimumą ir pat-

virtina galimybę panaudoti jį riedmenų dinamikai vertinti geležinkelio įmonėse.

Darbo rezultatų aprobavimas

Disertacijos tema paskelbta 14 mokslinių straipsnių: vienas – mokslo žurnale, įtrauktame į Thomson Reuters duomenų bazės „Web of Science“ sąrašą su cituojamuoju rodikliu (Bureika *et al.* 2016a), du – Thomson Reuters duomenų bazės „Conference Proceedings“ leidiniuose (Steišūnas 2012, Lunys *et al.* 2016a), keturi – tarptautinių duomenų bazėse esančiuose mokslo leidiniuose (Balevičius *et al.* 2014, Steišūnas *et al.* 2014, Bureika *et al.* 2016b, Dižo *et al.* 2016), vienas – kitame recenzuojamame periodiniame mokslo leidinyje (Dižo *et al.* 2015b), šeši – tarptautinių konferencijų recenzuotų darbų leidiniuose (Steišūnas *et al.* 2013, Dižo *et al.* 2015a, Lunys *et al.* 2016b, Lunys *et al.* 2016c, Lunys *et al.* 2016d, Sankauskas *et al.* 2016).

Disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai buvo paskelbti dvylikoje mokslinių konferencijų Lietuvoje ir užsienyje:

- 16-oje tarptautinėje konferencijoje „Transporto priemonės – 2012“, Kaune.
- 8-oje tarptautinėje konferencijoje „Transbaltica – 2013“, Vilniuje.
- VGTU jaunųjų mokslininkų konferencijoje „Mokslas – Lietuvos ateitis“ 2014, Vilniuje.
- 6-joje tarptautinėje mokslo konferencijoje „Transport problems“, 2014 m. Katovicuose, Lenkijoje.
- 9-oje tarptautinėje konferencijoje „Transbaltica – 2015“, Vilniuje.
- 7-oje tarptautinėje mokslo konferencijoje „Transport problems“, 2015 m. Katovicuose, Lenkijoje.
- 22-oje tarptautinėje mokslo konferencijoje „Current problems in rail vehicles – prorail 2015“, Žilina, Slovakija.
- VGTU jaunųjų mokslininkų konferencijoje „Mokslas – Lietuvos ateitis“ 2016, Vilniuje.
- VIII tarptautinėje mokslo konferencijoje „Transport Problems 2016“, Katovicuose, Lenkijoje.
- 20-oje tarptautinėje mokslo konferencijoje „Transport Means 2016“, Juodkrantėje.

- 3-oje jaunųjų mokslininkų konferencijoje „Eksperimentiniai ir skaičiuojamieji metodai inžinerijoje“ 2016, Usti nad Labem, Čekija.
- 2-oje tarptautinėje konferencijoje „Europe-Asia transport bridge“, 2016 m, Tbilisyje, Gruzijoje.

Disertacijos struktūra

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai ir išvados. Darbo apimtis yra 141 puslapis, neskaitant priedų, tekste panaudota 113 numeruotų formulų, 64 paveikslai ir 17 lentelių. Disertacijoje panaudoti 138 literatūros šaltiniai.

Padėkos

Nuoširdžiai dėkoju visiems Geležinkelių transporto katedros darbuotojams už patarimus, pamokymus ir nuolatinį palaikymą rengiant šią disertaciją.

Esu labai dėkingas savo moksliniam vadovui doc. dr. Gintautui Bureikai, kuris visą šį laikotarpį mane skatino, rūpinosi sklandžia darbo rengimo eiga ir suteikė puikių galimybių tobulėti.

Ypatingos padėkos nusipelno prof. habil. dr. Marijonas Bogdevičius, kaip žinomas transporto priemonių dinamikos specialistas, suteikęs neįkainojamų patarimų tobulinant disertaciją.

Labiausiai dėkoju savo šeimai už palaikymą, supratingumą ir kantrybę.

Mokslinių darbų, skirtų riedmenų dinamikos nagrinėjimui, analizė

Šiame skyriuje apžvelgiami moksliniai straipsniai, kuriuose nagrinėjami riedmenų horizontaliosios ir vertikaliosios dinamikos ypatumai ir riedmenų judėjimo tolygumą bei saugumui darantys įtaką veiksniai. Analizuojami sukurti matematiniai modeliai nagrinėjantys riedmens ir geležinkelio kelio sąveiką bei tiriantys juose vykstančius dinامينius procesus. Gilinamasi į riedmenų ratų pažaidas ir jų poveikį. Apžvelgiamos riedmenų važiuoklės ir pakabos parametrų tyrimo ir tobulinimo tendencijos.

Skyriaus tematika paskelbtos keturios publikacijos (Steišūnas *et al.* 2013, Bureika *et al.* 2016a, Bureika *et al.* 2016b, Lunys *et al.* 2016a.).

1.1. Riedmenų horizontaliosios ir vertikaliosios dinamikos ypatumų apžvalga

Pasaulyje yra atliekama daugybė mokslo darbų, nagrinėjančių geležinkelio riedmenų horizontaliosios ir vertikaliosios dinamikos parametrus bei jų įtaką traukinių judėjimo tolygumui, stabilumui bei eismo saugai. Jau 1965 m.

A. H. Wickens nagrinėjo supaprastinto keturračio vagono modelio dinaminį nestabilumą, kurį įtakojo rato ir bėgio kontakte veikiančios santykinio slydimo jėgos bei rato profilio kūgiškumas (Wickens 1965). Vėliau rato ir bėgio kontakto charakteristikas išsamiai nagrinėjo (Moreau 1992, Pyrgidis 1990).

Mokslininkai nagrinėja riedmens rato antbriaunio kūgiškumo bei ratų smūgių įtaką traukinio nuvažiavimui nuo bėgių (Kalker 1982). Tirdami šią įtaką daroma prielaida, kad rato briaunos „lipimo“ ant bėgio galvutės procesas yra kvazistatinis. Šiuo atveju rato antbriaunių „lipimo“ nuvažiuojant nuo bėgių kriterijai būtų gaunami analizuojant aširačius veikiančias jėgas (Weinstock 1984). Vienas iš tiriamo objektų yra klasikinė nuvažiavimo nuo bėgių lygtis (Jalil 1996), kuri aprašo tarp rato ir bėgio atsiradusį trinties slydimą. Kitas tyrimo objektas yra vadinamoji apytikslė analitinė formulė (Elkins *et al.* 2000), kuri aprašo rato/bėgių slinkties jėgų poveikį. Kinų tyrėjų ant stendo atlikti vieno aširačio rato antbriaunio „lipimo“ nuvažiuojant nuo bėgių laboratoriniai tyrimai patvirtina teorinės analizės rezultatus. Tiriamas nuriedėjimas nuo bėgių dėl rato smūgių, kaip dinaminio nuvažiavimo nuo bėgių rūšis. Nuvažiavimo nuo bėgių kriterijai yra pateikti, atsižvelgiant į rato šokinėjimo aukštį, skersinę smūgio jėgą ir ratų vertikalią apkrovą. Analizuojami veiksniai: aširačio šoninio smūgio greitis, rato antbriaunio kampas, rato/bėgio trinties koeficientas, rato vertikali apkrova ir smūgio laiko intervalas aširačiams nuvažiuojant nuo bėgių (Zeng *et al.* 2008).

Mažo spindulio (180–300 m) kelio kreivėse, kuriose susidaro didelis aširačio vidinių/išorinių ratų riedėjimo spindulių skirtumas, yra sudėtinga nustatyti reiškinius, tokius kaip bėgių bangavimą, triukšmą, nuvažiavimą nuo bėgių ir kt. (Matsumoto *et al.* 2005). Ištirtas vagono rato ir bėgio trinties modifikatoriaus poveikis kelio kreivėse ir nustatyta jo įtaka vagono riedėjimui. Tyrimo rezultatai rodo, kad trinties modifikatorius gali sumažinti vežimėlio priekinių ratų skersines jėgas ir galinių ratų išilgines jėgas, kurios sukelia anksčiau minėtus nepageidaujamus reiškinius mažo spindulio kelio kreivėse.

Kinų mokslininkai tiria geležinkelio riedmenų dinaminį savybių pokyčius didėjant važiavimo greičiui iki 250 km/h. Dėl didelio greičio kylantys virpesiai daro įtaką ne tik keleivių komfortui, bet tai taip pat gali sukelti vagono nuriedėjimą nuo bėgių. Darbe (Wei *et al.* 2012) pasiūlytas pagerintas greitas ir tikslus rato/bėgio kontakto jėgos nustatymo metodas, kuris apima horizontalias aširačio santykinio slydimo bėgiais ir normalines jėgas. Pasiūlyta modeliavimo sistema gali būti naudojama tirti dinaminiam riedmenų nuvažiavimo nuo bėgių mechanizmui, analizuoti riedmenų nuvažiavimo nuo bėgių sąlygas ir darančius įtaką veiksnius, nustatyti pagrindinę įvykio priežastį.

Vertinant riedmenų riedėjimo tolygumą ir stabilumą, būtina atsižvelgti į tam tikrus rodiklius, kriterijus ir kelio nelygumus (Жапов 2010). Labai svarbu nustatyti ekstremalias reikšmes esant nepalankiausiam pradinių duomenų deriniui. Atskiras uždavinys yra parinkti rodiklius, charakterizuojančius nuriedėjimo nuo

bėgių tikimybę. Šio uždavinio sprendimo variantai analizuojami pasitelkus dinaminio modeliavimo programinį paketą UM (*Universal Mechanism*). Išskiriamos trys rodiklių grupės: geometriniai rodikliai, jėgų rodikliai ir mišrūs rodikliai. Tiriant įvairių kelio ir riedmenų parametrų įtaką nuriedėjimo nuo bėgių tikimybės rodikliams ir kuriant matematinius modelius rekomenduojama pasirinkti kelio ruožus su nelygumais, kurių amplitudė tolygiai auga, nes tai gali sukelti pavojingą reiškinį – rezonansą.

Ieškant būdų saugiam traukinių eismui užtikrinti, būtina nustatyti kelio ir riedmenų parametrus, ženkliai darančius įtaką eismo saugai (Черкашин *et al.* 2010). Nuriedėjimų nuo bėgių statistika rodo, kad dėl rato „lipimo“ ant bėgio dažniausiai nurieda tušti krovininiai vagonai tiesiuose kelio ruožuose arba lėkštosiose kreivėse. Aukšto svorio centro ir standesnio kėbulo vagonai daugiau linkę nuriedėti. Nuriedėjimas dažniau įvyksta judant sausais bėgiais dėl galimos didesnės trinties tarp rato antbriaunio ir bėgio, kurie paspartina rato „lipimą“. Didelę įtaką eismo saugai turi kelio ir riedmens techninė būklė, o taip pat traukinio judėjimo režimai, kuriems keičiantis sukeliamos didžiulės traukinio išilginės dinaminės jėgos (Bureika *et al.* 2016). Kylančios išilginės jėgos gali „išspausti“ vagoną iš sąstato.

JAV mokslininkai tiria geležinkelio riedmenų ratų nusidėvėjimo įtaką traukinio važiavimo stabilumui. Didelė dalis prekių vagonų ratų išdilų yra įdubos formos (angl. *hollow-worn*). Daroma prielaida, kad tokios išdilos turi įtakos vagonų vingiavimo reiškiniui (angl. *hunting*) (Sawley *et al.* 2005). Modeliuojant ir testuojant riedmenis buvo nagrinėjamas rato išdilų poveikis rato/bėgių kontaktų geometrijai ir riedmenų stabilumui. Galima daryti išvadą, kad nusidėvėję ratlankiai nėra riedmenų vingiavimo proceso priežastis, bet gali sukelti skersinius riedmens pagreičius, artimus nuosavų vingiavimų metu. Taip pat atkreipiamas dėmesys į kiekvieno aširačio riedėjimo ratų skersmenų skirtumus ir jų svarbą modeliuojant dinaminį procesą su nusidėvėjusiais ratais (Kumar *et al.* 1984). Teoriniais metodais bandoma numatyti ir įvertinti riedmenų nuvažiavimus nuo bėgių. Naudojamas supaprastintas dinaminis aširačio modelis. Šis modelis gali būti naudojamas nuvažiuojančių nuo bėgių riedmenų elgsenai nagrinėti (Cho *et al.* 2012). Nuriedėjimo nuo bėgių tipas priklauso nuo susidarančių horizontalių ir vertikalinių jėgų, antbriaunio formos ir trinties koeficiento derinio. Pagal šį teorinį supaprastinto aširačio nuvažiavimo nuo bėgių modelį, nuvažiavimas nuo bėgių yra klasifikuojami kaip slydimas, slydimas/apvirtimas, pakilimas, „lipimas“/ apvirtimas ir „grynasis“ apsvirtimas. Teoriniai aširačio modelio nuvažiavimo nuo bėgių imitacijos rezultatai sutampa su kitų tyrėjų modelių bandymo rezultatais (Koo *et al.* 2012).

Rusų mokslininkas (Лысюк 1997) ištyręs įvairius traukinių nuriedėjimo nuo bėgių atvejus, nustatė jų priežastis ir išnagrinėjo aširačio nuvažiavimo nuo bėgio procesą.

Bandymais, kuriems vadovavo rusų tyrėjas A. Koganas, buvo nustatyta, kad esančios ribinės dinaminio rodiklių, nusakančių prekinio vagonų stabilumą, reikšmės netinka tuščių prekinio vagonų dinaminėms savybėms ir eismo saugai vertinti. Tyrimo metu tušties vagonams su techniškai tvarkinga važiuokle, įveikiant tam tikras kelio atkarpas, dinaminiai rodikliai viršijo leistinas saugos normas (Korah 1997).

Vokiečių mokslininkas (Wagner 2009) nagrinėja vagono aširačio netiesinę dinamiką Dufingo osciliatoriumi su harmoniniais žadinimais. Pagrindinis tyrimo tikslas yra ištirti aširačio elgesį esant labai dideliems iki 500 km/h judėjimo greičiams. Tačiau pateikti rezultatai grynai teorinio pobūdžio.

Kiti tyrėjai (Fan *et al.* 2006, Sunami *et al.* 2012) pasitelkę dinaminis riedmenų modelius ir natūrinius eksperimentus nagrinėja riedmenų judėjimo tolygumą ir priemonės didinančias stabilumą ir saugą. Japonų mokslininkai (Ishida *et al.* 1999) analizavo riedmenų judėjimo saugos kriterijus vertindami ašies apkrovos svyravimų pokyčius esant dideliems greičiams (iki 300 km/h). Nustatyta kairės ir dešinės aširačio pusių apkrovų pusiausvyros įtaka riedmenų judėjimo stabilumui. Pagal tai pasiūlytas patobulinto Nadalio kriterijaus panaudojimas vertinant riedmenų judėjimo stabilumą.

Pietų Korėjos mokslininkai (Eom *et al.* 2010) pasinaudoję dinaminio modeliavimo programiniu paketu ADAMS/Rail, atliko aibę tyrimų, nagrinėdami traukinio saugos kriterijus, judant kelio kreivėmis. Tyrimuose buvo keičiamas kelio kreivės spindulys, kreivės ilgis, traukinio važiavimo greitis bei išorinio bėgio pakylės aukštis. Nustatyta, kad esant nedideliems iki 10 km/h važiavimo greičiams, vidinės aširačio pusės nuriedėjimo nuo bėgių koeficiento reikšmės yra didesnės už išorinės pusės, tačiau kylant greičiams, išorinės pusės nuriedėjimo nuo bėgių koeficientas tampa didesnis lyginant su vidinės pusės. Taip pat tyrimai parodė, kad didėjant išorinio bėgio pakylai, nuriedėjimo nuo bėgių koeficientas tolygiai didėja abiejose aširačio pusėse.

Izraelio tyrėjai (Rubinstein *et al.* 2004) lygina dinaminio modelių kūrimo ir jų judėjimo imitacijos programinių paketų LMS-DADS, VEHODYN ir ADAMS privalumus bei trūkumus, nagrinėjant rato ir bėgio sąveikos sistemas.

Australijos mokslininkai (Sun *et al.* 2002) pristatė patobulintą riedmens ir kelio vertikalios sąveikos dinaminį modelį, kuriame bėgių kelias nagrinėjamas kaip 4 sluoksnių sistema, bei įvertinami bėgių kelio ir rato nelygumai.

Kanadiečiai (Hou *et al.* 2003) nagrinėjo asimetrinę riedmens ir kelio sąveikos sistemą pasinaudodami savo sukurtu baigtinių elementų modelių. Jų modelis suteikia galimybę įvertinti rato iščiuožų, ištrupų ir nusidėvėjimų bei bėgio jungčių, išdylų, pažaidų, nelygumų poveikį sistemai „riedmuo–kelias“.

Pasiūlytas dinaminis modelis riedmens važiuoklės ir kelio sąveikos priklausomybei nuo bėgio nelygumų esant aukštiems virpesių dažniams tirti (Baeza *et al.* 2011). Sistemos modelis sudarytas iš atskirų posistemų, kurios gali būti

modeliuojamos kiekviena atskirai. Šiame tyrime naudojami elastiniai aširačio ir kelio modeliai.

Šveicarų mokslininkas O. Polach ištyrė santykinio slydimo jėgas, kai riedmens judėjimas yra ties rato ir bėgio sankibos riba (Polach 2005). Straipsnyje pateiktas metodas leidžia imituoti įvairias rato/bėgio kontakto sąlygas esant skirtingiems riedmenų ir bėgių kelio parametrų deriniams. Metodo tikslumas pagrįstas natūrinių bandymų metu atliktais matavimais.

Skandinavų tyrėjai (Berggen 2009, Berggren *et al.* 2010) nagrinėjo kelio ir riedmens vibracijas su programiniu paketu VibTrain. Gauti rezultatai lyginti su natūrinio eksperimento metu gautais duomenimis. Tiriamos kelio vibracijos iki 50 Hz. Švedijos Čalmerso technikos universiteto atstovai gilinosi į riedmens ir kelio sąveikos modeliavimą (Nielsen *et al.* 2004). Patikslinti riedmens ir kelio sąveikos matematiniai modeliai, remiantis „riedmuo – kelias“ sąveikos imitacija plačiame sistemos elementų virpesių dažnių diapazone. Tikslinant modelius įvertinta traukinio greitis, ašies apkrova, vežimėlio tarpašinis atstumas, bėgio nelygumai ar rato iščiuožos sąveika su skirtingos konstrukcijos keliais. Kiti Didžiosios Britanijos mokslininkai ištyrė kelio ir riedmenų vibracijas kylančias riedmenims judant geležinkelio tuneliuose ir jų priklausomybę nuo kelio standumo, traukinio greičio ir ašies apkrovos (Cox *et al.* 2003). Pateikti šių vibracijų vertinimo ir kontrolės būdai. Nustatyta tiesioginė bėgių kelio vibracijų priklausomybė nuo kelio standumo.

Tiriant horizontalią ir vertikalią riedmenų dinamiką būtini sudėtingi skaičiavimai, kuriami sudėtingi matematiniai modeliai, nes sistemoje „riedmuo–kelias“ gali veikti labai daug kintamų veiksnių. Didžiojoje dalyje darbų nagrinėjama tik riedmens aširačio ir bėgio sąveika, pilnai nevertinamas visos sistemos „riedmuo–kelias“ sąveikos sudėtingumas. Atlikus riedmenų judėjimo tolygumui įtaką darančių veiksnių analizę ir apibendrinamus riedmenų horizontaliosios ir vertikaliosios dinamikos apžvalgos ypatumus, nustatyta, kad didelė dalis dėmesio skiriama keleivinių vagonų didelių judėjimo greičių (nuo 300 km/h iki 500 km/h) tyrimams, tačiau visai neatsižvelgiama į ratų riedėjimo paviršiaus pažeidų įtaką važiavimo saugai ir keleivių komfortui.

1.2. Geležinkelio riedmenų ratų pažeidų analizė

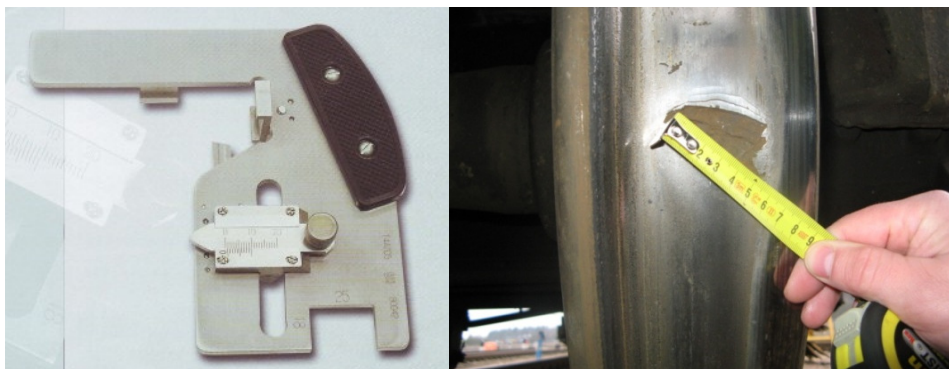
Bėgių ir geležinkelio riedmenų pakabos būklei labiausiai daro įtaką riedmens rato riedėjimo paviršiaus parametrai ir forma. Ratas kontaktuodamas su bėgiu perduoda vienas kitam dideles statines ir dinamines apkrovas. Ratui riedant kelio nelygumais ir bėgių sandūromis susidaro didelės smūginės apkrovos, o judant kreivėmis atsiranda santykinis aširačio ratų slydimas.

Eksplotacijos metu, dėl rato ir bėgio sąveikos, gali susidaryti rato riedėjimo paviršiaus pažeidimai. Jos atsirasti gali ir dėl gamybos netikslumų ar prastos detalių apdirbimo kokybės. Pažymėtina, kad labiausiai pažeidimų susidarymui įtaką daro stabdymas ir bėgių kelio paviršiaus nelygumai.

Rato riedėjimo paviršiaus pažeidimai yra labai žalingi, nes vagonui riedant atsiranda smūgiai, kurie sukelia bėgių pažeidimus bei viršutinės kelio konstrukcijos irimą. Taip pat gali sukelti ratų lūžimus ir vagonų nuriedėjimus nuo kelio. Šių smūgių metu susidaro didelis triukšmas ir vibracijos, bloginantys keleivių važiavimo komfortą.

Rato ir bėgio kontakto vertikalios tarpusavio sąveikos, kai ratas su pažeidimais, jos įgauna smūginį pobūdį. Šiems tyrimams būtini ypatingi metodai, nes tiriami procesai yra aukšto dažnio (iki 20 kHz). Atitinkamai maksimalios jėgos veikimo trukmės, priklausimai nuo traukinio važiavimo greičio, yra kelių milisekundžių eilės. Pažeidimams nustatyti ir išvengti dėl jų smūginio poveikio susidarantių gedimų AB „Lietuvos geležinkeliai“ (LG) naudojama riedmenų automatinės kontrolės prietaisų (RAKP) ATLAS-LG posistemė. „Atlas-LG“ tipo sistemos naudojamos Lietuvos bei Šveicarijos geležinkeliuose ir yra skirtos avarinėms situacijoms išvengti. Jomis važiuojančiuose traukiniuose nustatomi vagonai, sukeliantys smūgines bėgio apkrovas, kurių priežastimi gali būti ratų riedėjimo paviršiaus pažeidimai (pvz.: iščiūžos, ištrupėjimai, netolygus nusidėvėjimas).

Riedmenų apžiūrų stotyse metu šablonais ir kitais įrenginiais nustatomos ratų pažeidimai (1.1 pav.). Išorine apžiūra nustatomos matomos pažeidimai, pavyzdžiui, tokios kaip rato ištrupos, o šablonai naudojami rato profiliui tikrinti ir t. t. Metalui įtrūkimams rate nustatyti naudojami ultragarsiniai ir magnetiniai defektoskopai.

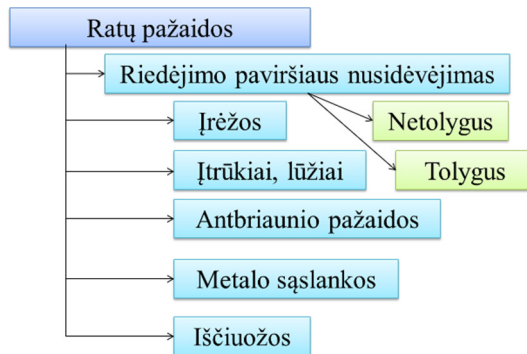


1.1 pav. Rato matavimų šablonas ir ištrupos matavimas su liniuote
Fig. 1.1. Railway absolute template and crack length measuring with a ruler

Visgi dalis pažaidų išorinės apžiūros metu gali likti nepastebėtos dėl žmogiškojo faktoriaus, todėl būtina tobulinti automatines pažaidų nustatymo priemonės.

Didėjant riedmenų greičiams didėjančios dinaminės jėgos daro įtaką pažaidų plitimui. Netinkamos ratų formos arba neteisingas ratų ar stabdžių diskų montavimas gali daryti įtaką riedmens judėjimui. Šiuos reiškinius tyrė Szolc (Szolc 1998). Ratų paviršiaus geometrijos pokyčių įtaką nagrinėjo Morys (1998) ir kiti mokslininkai (Meywerk 1999, Wallentin *et al.* 2005, Кудюров *et al.* 2010, Pieringer *et al.* 2014).

Pagrindinės aširačio ratų pažaidos yra riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimas, antibriaunio nudilimas, riedėjimo paviršiaus iščiuoža, aširačių riedėjimo paviršiaus metalo sąslankos (Žygienė 2015). Pagrindiniai riedmenų ratų pažaidų tipai (Кочетков 2011) parodyti 1.2 paveiksle.



1.2 pav. Riedmenų ratų pagrindinės pažaidos (Кочетков, А. С. 2011)

Fig. 1.2. The main damages of rolling stock wheels

Ratų riedėjimo paviršiaus nelygumus pagal savo poveikį bėgiui galima suskirstyti į du tipus:

1. Nelygumai, sukeliantys smūginį poveikį, prarandant kontaktą (iščiuožos, sąslankos, išdilos, ištrupos). Nelygumas charakterizuojamas nelygumo gyliu iščiuožai ir sąslankai bei ilgiu – išdilos atveju.
2. Izoliuoti nelygumai, didinantys rato poveikį bėgiui, neprarandant kontakto (netolygus nusidėvėjimas).

Antbriaunio pažaidos. Rato antibriaunis neleidžia aširačiui nuriedėti nuo bėgių. Ratas laikomas pažeistu, kai jo antibriaunis kritiškai suplonėja (iki 25 mm).

Metalų sąslankos. Metalų sąslankos atsiranda esant termomechaniniams pažeidimams. Intensyvi plastinė metalo deformacija įvyksta dėl staigaus stabdymo,

esant trumpalaikiams ratų buksavimams, ratui šokinėjant arba kai staiga įkaista rato metalas, o paskui staigiai atvėsta.

Ant rato riedėjimo paviršiaus gali susidaryti kelios metalo sąslankos, taip pat jos gali būti vieno ir kelių sluoksnių, skirtingų sluoksnių aukščių. Eksploatacijos metu metalo sąslankos gali išsisluoksniuoti, atitrūkti nuo rato paviršiaus ir sudaryti ištrupą.

Metalo sąslankos pavojingos tuo, kad, kaip ir iščiuožos, gali sukelti smūgio jėgas į bėgį ir ratą. Dėl metalo sąslankų dažnai ant rato riedėjimo paviršių susiformuoja iščiuožos. Kai keleivinio vagono ratas turi metalo sąslanką iki 0,5 mm, o prekinio iki 1 mm aukščio, eksploatuoti vagoną draudžiama.

Riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimas. Dauguma publikacijų apie ilgalaikį riedmenų ir kelio tarpusavio poveikį nagrinėja aširačio rato nusidėvėjimą (Meywerk 1999, Ekberg *et al.* 2005, Grassie *et al.* 2008, Jin *et al.* 2009, Polach 2011). Rato nusidėvėjimo reiškinys plačiai išnagrinėtas (Brommundt 1997, Frischmuth *et al.* 1998, Kusel *et al.* 1998). Esant riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimui didėja traukinio judėjimo pasipriešinimas, rato ir bėgio sankiba. Rato riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimas skirstomas į tolygų ir netolygų.

Tolygus rato riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimas, kai rato riedėjimo paviršius nusidėvi tolygiai (taisyklingas „apskritimas“).

Netolygus rato riedėjimo paviršiaus nusidėvėjimas skiriasi nuo tolygaus tuo, kad riedėjimo paviršius nudyta netolygiai (netaisyklingas „apskritimas“), todėl didėja dinaminis rato poveikis bėgiui. Rasti tokią pažaidą vagonų tikrinimo metu nenuėmus aširačio sudėtinga, nes netolygus nusidėvėjimas gali sudaryti vieną penktąją ir daugiau viso rato paviršiaus. Tokio nusidėvėjimo pasekmė yra izoliuoti rato nelygumai.

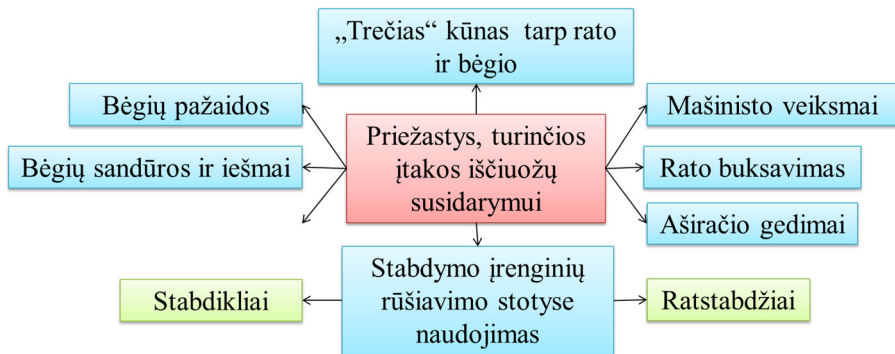
Iščiuožos. Tai dažniausiai pasitaikančios ratų pažaidos, atsirandančios dėl rato slydimo ar užstrigusios stabdžių trinkelės (Гарипов 2012) parodyta 1.3 paveiksle.



1.3 pav. Vagono aširačio rato neleistina pažaida – iščiuoža

Fig. 1.3. Flat – inadmissible damage of wagon wheelset

Iščiuožos atsiranda taip pat nuo ratų buksavimo, aširačio užstrigimo ar stabdymo įrangos gedimų. Žiemą iščiuožos atsiranda gerokai dažniau nei vasarą. Pagrindinės priežastys, lemiančios ratų iščiuožos susidarymą (Žygienė 2015), parodytos 1.4 paveiksle.



1.4 pav. Priežastys lemiančios ratų iščiuožos susidarymą (Žygienė 2015)

Fig. 1.4. Causes affecting the formation of the wheel flat

R. Žygienė savo disertacijoje (2015) pateikia sistemos „riedmuo–kelias“ sukurta skaičiavimo metodą, leidžiantį nustatyti dėl rato su pažaidomis ir bėgio su nelygumais sąveikos veikiančias dinamines apkrovas, kurioms daro įtaką šios sistemos geometriniai parametrai ir riedmenų judėjimo greičiai.

Iščiuožos tipo ratų nelygumo smūginio poveikio bėgiui matematiniai modeliai dažniausiai kuriami taikant atvirkštinę Laplaso transformacijos metodiką, kuri buvo aptariama rusų mokslininko Kogano darbuose (Коган 1997, Коган *et al.* 2002). Vėliau šiuos modelius tobulino Rusijos ir kitų šalių mokslininkai (Jergeus 1998, Сладковский *et al.* 2008, Кудюров *et al.* 2010, Wallentin *et al.* 2005, Гарипов *et al.* 2011).

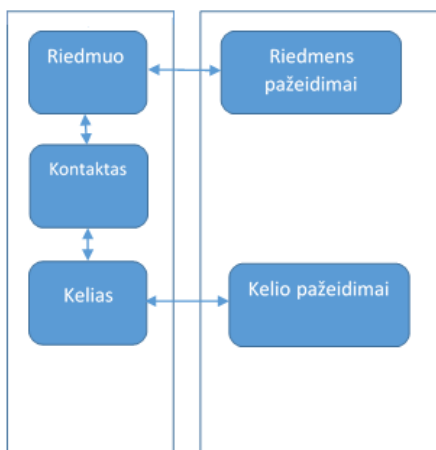
Trumpalaikės dinamikos ir ilgalaikių nusidėvėjimo procesų sujungimas yra labai sudėtingas ir iki šiol išsamiai neišnagrinėtas reiškinys, tačiau būtina atsižvelgti į fizinių veiksnių, tokių, kaip pavyzdžiui, paviršiaus šiurkštumo, medžiagų savybių arba mikroplyšių intensyvumo įtaką (Popp *et al.* 1999). Moksliniuose tyrimuose dažniausiai nusidėvėjimo procesai yra supaprastinti ir sąlygojami tik trinties jėgų, o į priklausomybę nuo plastinės deformacijos ir kitus procesus, darančius įtaką įtrūkimų susidarymui neatsižvelgiama. Nagrinėjant ratų pažaidas pastebėta, kad pažaidų susidarymo procesas yra sudėtingas ir kompleksinis procesas.

Apibendrinant ratų pažaidų analizę, galima teigti, kad saugiam ir tolygiam geležinkelio riedmenų judėjimui didžiulę įtaką turi riedmenų rato riedėjimo paviršiaus formos ir būklė. Dažniausiai pasitaikanti rato riedėjimo paviršiaus pa-

žaida yra iščiuoža. Tyrėjai dažnai pasirenka iščiuožos tipo ratų pažaidas modeliuodami rato su bėgiu sąveiką.

1.3. Sistemos „riedmuo–kelias“ dinaminių modelių analizė

Nagrinėjama sistema „riedmuo–kelias“ susideda iš komponentų, nurodytų 1.5 paveiksle. Šių komponentų sąveika gali būti analizuojama naudojant atitinkamas matematines lygtis, pagrįstas patikimais fiziniais modeliais.



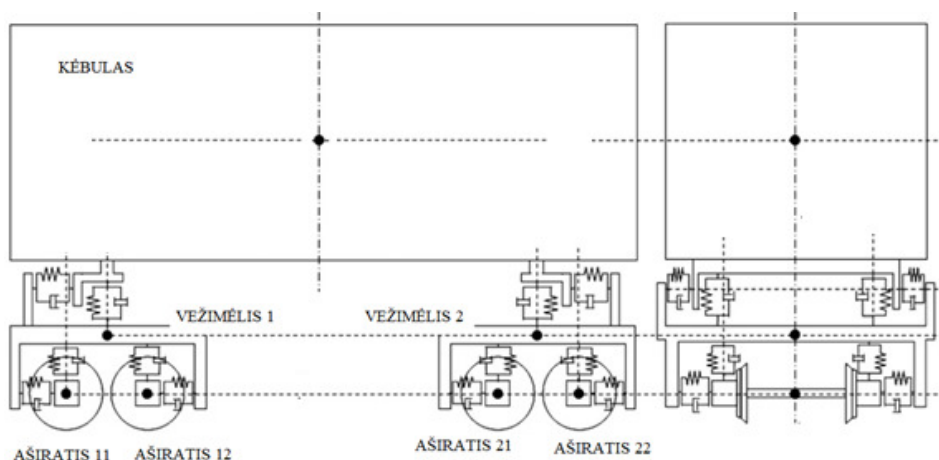
1.5 pav. Sistemos „riedmuo–kelias“ struktūrinė diagrama
Fig. 1.5. Block diagram of the system “Vehicle–Track”

Sistema „riedmuo–kelias“ dažniausiai modeliuojama kaip du atskiri, bet tarpusavyje sąveikaujantys riedmens ir bėgių kelio modeliai, kuriuose įvertinamos riedmens ir kelio pažaidos.

1.3.1. Riedmenų dinaminių modelių apžvalga

Kiekvieną geležinkelio transporto vagoną sudaro trys pagrindinės sudėtinės dalys (1.6 pav.): kėbulas, vežimėliai ir aširačiai.

Kuriant dinaminius riedmenų modelius, būtina įvertinti anksčiau minėtas riedmens sudedamąsias dalis, jų tarpusavio sąveikas ir jungtis. Tamprieji ir svyravimų slopinimo įrenginiai, jungiantys aširačius su vežimėlio rėmu sudaro pirmą geležinkelio riedmens pakabos pakopą. Antrinė pakabos pakopa sujungia riedmens kėbulą su vežimėlių rėmu.



1.6 pav. Pagrindinių geležinkelio riedmens sudedamųjų dalių schema
Fig. 1.6. Scheme of the main components of the rail vehicle

Daugelyje mokslinių publikacijų aprašytus matematinius dinامينius modelius, nagrinėjančius riedmenų ir kelio problemas, galima suskirstyti į atitinkamas grupes (1.1 lentelė).

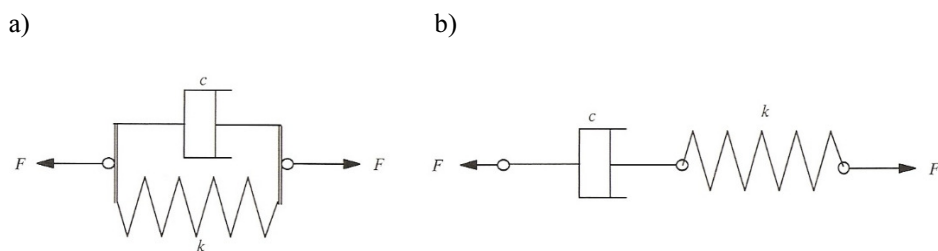
1.1 lentelė. Dinaminiai riedmenų modeliai ir nagrinėjamos problemos (Popp *et al.* 1999)
Table 1.1. Dynamic models of rail vehicles and problem areas

Riedmens sudėtinės dalys	Modeliai		
	Standūs modeliai (0–50) Hz	Elastiniai modeliai (50–20) kHz	Pažaidų ir gedimų modeliai
Kėbulas	Važiavimo komfortas	Struktūros vibracijos Vidinis triukšmas	Vėjo gūsiai
Vežimėlis	Važiavimo stabilumas, tolygumas	Detalių nuovargis	-----
Aširatis	Važiavimo stabilumas Sąsaja su pažaidų modeliais	Riedėjimo triukšmas Detalių nuovargis Sąveika su pažaidų modeliais	Disbalansas, dinaminės rato apkrovos, rato iščiūžos, rato ištrupos, rato geometrija

Standūs dinaminiai modeliai dažniausiai naudojami žemų dažnių (0–50) Hz svyravimams nagrinėti. Elastiniai modeliai yra tinkami nagrinėti vidutinio ir aukšto dažnio diapazono (50 Hz–20 kHz) svyravimus. Esami riedmens sudėtinų dalių modeliai daugiausia buvo sukurti akustinėms problemoms išspręsti. Yra

sukurta daug elastinių rato modelių (Grassie *et al.* 1982, Schneider *et al.* 1988). Svarbūs yra tikslūs modeliai su keletu laisvės laipsnių, pavyzdžiui, baigtinių elementų aširačio modelis, sukurtas Fingbergo (Fingberg 1990). Kinijos mokslininkai (Ma *et al.* 2013) ištyrė aširačio/bėgio kontakto jėgų priklausomybę nuo aširačio ašies standumo charakteristikų. Daugiau aširačio modelių buvo paskelbta (Bogacz *et al.* 1993, Claus *et al.* 1998, Periard 1998, Szolc 1998) publikacijose. Modeliuojant skirtingo elastingumo aširačių judėjimą tiesiu keliu buvo lyginamos aširačių vertikalios vibracijos ir rato/bėgio kontakto jėgos. Nustatytas šių charakteristikų reikšmių mažėjimas didėjant aširačio ašies standumui. Elastingo vežimėlio rėmo su standžiais aširačiais dinamika nagrinėjo Meinders (1998).

Siekiant sumažinti kelio ir rato sąveikoje kylančias jėgas bei virpesius, geležinkelio riedmenyse naudojami įvairių konstrukcijų pakabų ir važiuoklių modeliai. Jie sudaromi iš įvairių parametrų standumo ir slopinimo elementų derinių (Andersson *et al.* 2007). Modeliai gali būti vienmačiai, dvimačiai arba trimatiai, tiesiniai ir netiesiniai, su klampiais arba frikciniais slopintuvais ir t. t. Dažniausiai pakabos ir važiuoklės standumo ir slopinimo modeliai remiasi Maksvelo ir Kelvino–Voigto (1.7 pav.) aprašytais modelių pagrindu.



1.7 pav. Modeliai: a) Kelvino–Voigto modelis; b) Maksvelo modelis
(Anderson *et al.* 2007)

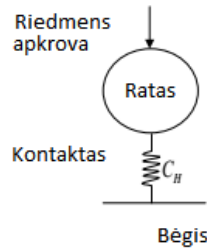
Fig. 1.7. Models: a) Kelvin–Voigt model; b) Maxwell model (Anderson *et al.* 2007)

Naudojamo modelio pasirinkimas priklauso nuo riedmens pakabos tipo, slopintuvų konstrukcijos ir t. t.

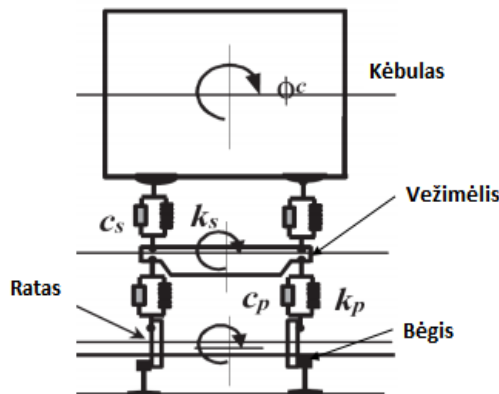
Riedmenys gali būti modeliuojami kaip vienmačiai, dvimačiai ar trimatiai modeliai. Paprasčiausias riedmens modelis yra vienmatis turintis 1 laisvės laipsnį (1.8 pav.) modelis, sudarytas iš vieno rato, per kurį perduodama statinė kėbulo ir vežimėlio apkrova bėgiui.

Toks vienmatis modelis naudojamas daugelyje straipsnių (Andersson *et al.* 1999, Wu *et al.* 2003, Johansson *et al.* 1995), nagrinėjančių aukštų dažnių virpesius rato – bėgio sistemoje. Dvimačiais ir daugiau laisvės laipsnių turinčiais modeliais (Nielsen *et al.* 1995, Dong 1994) buvo aprašoma riedmens – kelio sąveika, įvertinant įvairias rato pažaidas. Dvimatis riedmens ketvirčio modelis

(Jaschinski 1995), įvertinantis sukimąsi, parodytas 1.9 paveiksle. Tokį patobulintą modelį, įvertinantį bėgių kelio nelygumus, pateikia Turkijos tyrėjai MATLAB programinėje aplinkoje (Bayraktar *et al.* 2009).



1.8 pav. Vienmatis 1 laisvės laipsnio riedmens modelis
Fig. 1.8. One-dimensional 1 DOF vehicle model



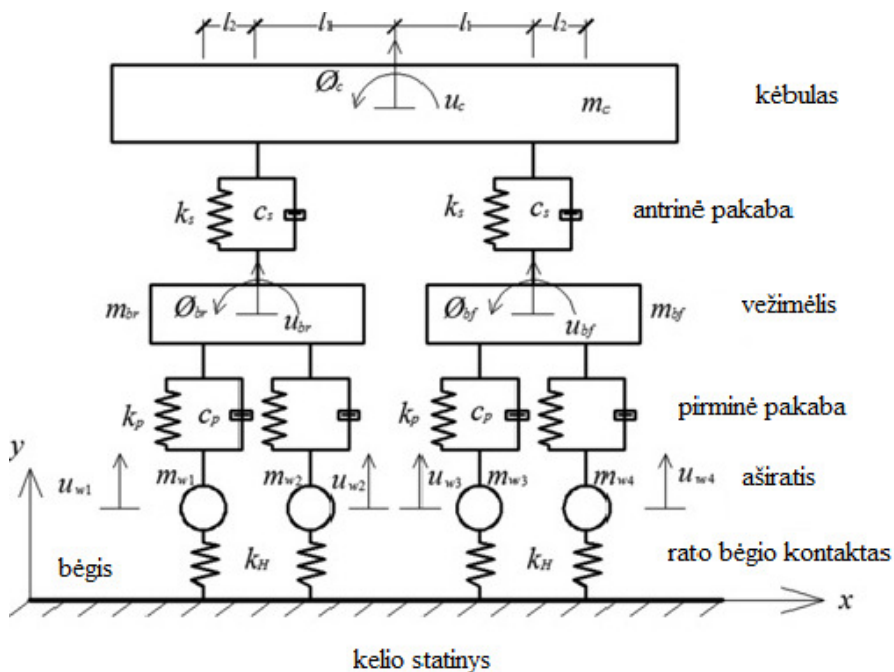
1.9 pav. Sukimąsi įvertinantis dvimatis riedmens ketvirčio modelis (Jaschinski 1995)
Fig. 1.9. Two-dimensional model of 1/4 vehicle mass considering the rotation

Sudėtingesni dvimačių riedmenų modeliai įvertina 1/2 vežimėlių ir 1/2 kėbulo masės bei šių elementų kampinius svyravimus (1.10 pav.).

Trimačiai riedmenų modeliai dažnai apima 1/2 kėbulo, visą vežimėlį ir abu aširačius. Tokiais modeliais nagrinėjami riedmens elementų virpesiai, įvertinant kelio nelygumus, rato pažaidas ir pakabos ypatumus (Sun *et al.* 2002, Sun *et al.* 2003, Hou *et al.* 2003). Vėliau tokie modeliai buvo tobulinami, įvedant vis daugiau elementų, įvertinančių vežamo krovinio dinamiką (Мямлин *et al.* 2009) ir jos įtaką riedmenų svyravimams, tikslinama riedmenų pakabos dinamika (Sayyaadi *et al.* 2009) papildomais netiesiniais pakabos modeliais. Pilną trimatį prekinio

vagono modelį savo daktaro disertacijoje nagrinėja kanadietis Rajib (2012) su tikslu sukurti išmanųjį aširatį, kuris galėtų automatiškai nustatyti aširačio pažaidas. Geležinkelio kelias modeliuojamas kaip sija, įvertinant ne tik bėgio, bet ir pabėgio, bei balasto parametrus, tačiau nekreipiamą dėmesio į kelio nelygumus.

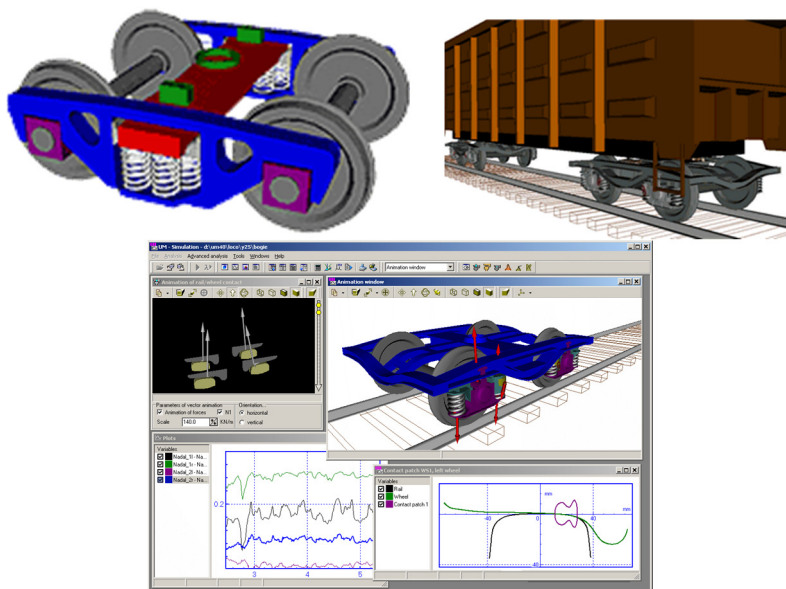
Tobulėjant kompiuterinei technikai ir programinei įrangai kuriami galingi dinaminio modeliavimo programiniai paketai, turintys jau paruoštus, labai sudėtingus, daugybę laisvės laipsnių turinčius riedmenų modelius. Labai plačias modeliavimo galimybes suteikia Multi-Body Simulation Software SIMPAC, VI-GRADE kompanijos programa VI-RAIL ar Rusijos Briansko valstybinio technikos universiteto „UNIVERSAL MECHANISM“ programiniai paketai.



1.10 pav. Pusinis, sukimąsi įvertinantis, dvimatis riedmens modelis

Fig. 1.10. Two-dimensional model of $\frac{1}{2}$ vehicle mass considering the rotation

Pastarasis suteikia galimybę vykdyti kompiuterinius eksperimentus su iki 110 laisvės laipsnių turinčiais riedmenų dinaminiais modeliais (1.11 pav.). Tačiau daugelyje šių programinių paketų nėra vertinamos ratų pažaidos ir nėra tikslūs kelio modeliai. Dažnai imamas tik bėgio standumas ir slopinimas, neatsižvelgiama į pabėgių, balasto ir sankasos parametrus bei jų įtaką riedmenų judėjimo tolygumui.

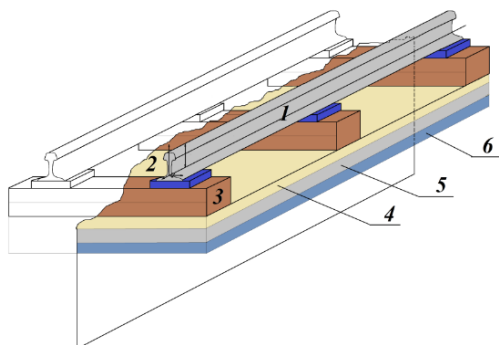


1.11 pav. Kompiuteriniai dinaminiai modeliai (Universal Mechanism 7.0)

Fig. 1.11. Computer dynamic models (Universal Mechanism 7.0)

1.3.2. Geležinkelio kelio dinaminių modelių apžvalga

Sistemos „riedmuo–kelias“ kelio modelio dalį priklausomai nuo norimo tikslumo gali sudaryti (1.12 pav.) bėgis, pabėgis ir geležinkelio sankasa. Sankasa sudaryta iš balasto, subbalasto ir grunto sluoksnių (Žygienė 2015).



1.12 pav. Geležinkelio kelio elementai: 1 – bėgis, 2 – tarpinė, 3 – pabėgis, 4 – balasto sluoksnis, 5 – subbalasto sluoksnis, 6 – grunto sluoksnis (Žygienė 2015)

Fig. 1.12. Railway elements: 1 – rail, 2 – pad, 3 – sleeper, 4 – ballast layer, 5 – subballast layer, 6 – soil layer (Žygienė 2015)

Moksliniuose straipsniuose aprašytus matematinius dinامينius kelio modelius galima suskirstyti į atitinkamas grupes (1.2 lentelė).

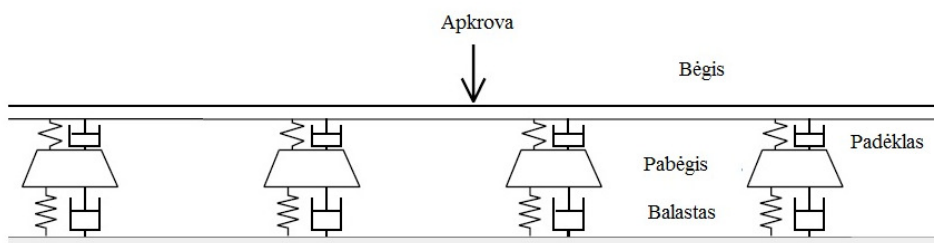
1.2 lentelė. Geležinkelio kelio dinaminiai modeliai ir nagrinėjamos problemos (Popp *et al.* 1999)

Table 1.2. Dynamic models of tracks and problem areas

Bėgių kelio sudedamosios dalys	Modeliai		
	Tolydūs modeliai (neribojamas ilgis)	Diskretiniai modeliai (ribojamas/neribojamas ilgis)	Pažeidimų ir gedimų modeliai
Bėgis	Sąsaja su pažaidų modeliais	Sąsaja su pažaidų modeliais	Apkrovos Nelygumai Bėgio nuovargis
Tarpiklis	Modeliavimo parametrai	Modeliavimo parametrai	Pažaidos, nusidėvėjimas Trinties įtaka
Pabėgis	Daugiasluoksnių modelių parametrai	Išilginis judėjimas	Trinties įtaka Pažeidimai
Balastas	Modeliavimo parametrai	Modeliavimo parametrai	Susidėvėjimas Nusėdimas Pulverizacija
Gruntas	Modeliavimo parametrai	Kelio ir grunto ryšiai	Grunto tankinimas Nusėdimas

Klasikinis tolydus neribojamo ilgio kelio modelis yra išsamiai išnagrinėtas (Esveld 2001). Tyrimai pradėti mokslininko S. Timošenko 1915 m. Jis nagrinėjo begalinį Bernulio-Eulerio spindulį elastinio Winklerio pagrindu prie statinių ir dinaminį apkrovų. Šis modelis vėliau buvo analizuotas pagrinde pasitelkus Furjė transformavimo metodiką (Kaas-Petersen 1986), o vėlesni papildymai pasiūlyti K. Popp (Popp *et al.* 1994) ir kitų (Stadler *et al.* 1970, Periard 1998). Vėliau Bernulio-Eulerio sijos veikiama harmoninių judančių jėgų sąvoka buvo išplėsta į Timošenko siją (Bogacz *et al.* 1989a, Bogacz *et al.* 1989b). Tolydiniai (tęstiniai) modeliai išplėsti nuo vieno lygio modelių iki trijų lygių, bei tolydinius dalinius modelius (Knothe *et al.* 1993). Daliniai modeliai pakeisti atitinkamomis spyruoklių-slopintuvų sistemomis (Dietermann *et al.* 1996, Metrikine *et al.* 1997).

Diskretiniai geležinkelio kelio modeliai apima atskirą bėgį įskaitant pabėgius ir balastą (1.13 pav.). Jie gali būti skirstomi į begalinius ir apibrėžto ilgio. Tokie modeliai buvo kuriami K. Popp ir kitų mokslininkų (Bogacz *et al.* 1993, Kruse *et al.* 1998, Krzyzynski *et al.* 1997). Šių modelių analizei pasitelkiama Floquet'o teorema (Belotserkovskiy 1996, Jezequel 1981, Vesnitskii *et al.* 1995). Riboto ilgio diskretiniai modeliai įprastai yra pagrįsti baigtinių elementų metodu. Šie modeliai išsamiai aprašyti Konthe ir kitų mokslininkų (Knothe *et al.* 1993, Ripke *et al.* 1991, Grassie *et al.* 1982, Olsson 1986, Periard 1998, Turek 1995, Verbic *et al.* 1997, Dahlberg 2006).



1.13 pav. Bėgis ant atskirų atramų

Fig. 1.13. Rail on separate sticks

Geležinkelio kelio pažaidų modelius savo darbuose nagrinėja Graikijos mokslininkai (Giannakos *et al.* 1994, Giannakos 2014).

Aktualūs DSRK modeliai pateikiama 1.3 lentelėje.

1.3 lentelė. Dinaminės sistemos „riedmuo–kelias“ modelių apžvalga

Table 1.3. Overview of dynamic system “vehicle–track” models

DSRK modelio (autorius, metai)	Tikslas	Riedmens modelis	Kelio modelis	Riedmens tipas
1	2	3	4	5
Žygienė 2015	Rato pažaidos poveikis bėgiui	1/8 riedmens	BE, 4 lygių	prekinis
Rajib 2012	Išmanaus aširačio kūrimas	Pilnas riedmens	Eulerio sija, 3 lygių	prekinis
Sun et al. 2008	Horizontalaus aširačio judėjimo kreivėse tyrimas	Pilnas riedmens	Supaprastintas 1 lygio	prekinis

1.3 lentelės pabaiga

1	2	3	4	5
Sayyaadi <i>et al.</i> 2009	Pneumatinės pakabos elementų įtakos važiavimui tyrimas	Pilnas riedmens	Supaprastintas 1 lygio	keleivinis
Daniel <i>et al.</i> 2008	Vežimėlio judėjimas kelio kreivėse	Trimatis vežimėlio, elastingi aširačiai	Supaprastintas	prekinis
Vasic <i>et al.</i> 2010	Nusidėvėjimas rato – bėgio kontakte	Vienas aširatis	Daugiasluoksnis, elastingas	prekinis
Sun <i>et al.</i> 2010	Rato – bėgio nusidė- vėjimas kreivėse	Pilnas riedmens	Supaprastintas	prekinis
Wang <i>et al.</i> 2015	Pakabos parametrų tyrimas	1/8 riedmens (išsamus hidrau- linių slopintuvų modelis)	Supaprastintas	keleivinis
Soukup <i>et al.</i> 2016	Pakabos parametrų poveikis kėbulo vir- pesiams	Pilnas kėbulo	Nevertinamas	prekinis
Eris <i>et al.</i> 2016	Aktyvių vertikalių virpesių slopintuvų įtaka	Supaprastintas, ½ riedmens be aširačių, papildomai netiesinis aktyvių slopintuvų modelis	Supaprastin- tas, tik kelio nelygumų poveikis	keleivinis
Li <i>et al.</i> 2016	Riedmens ir geležin- kelio tilto sąveikos tyrimas	½ riedmens, supaprastintas	BE, daugias- luoksnis, elas- tingas	prekinis
Ding <i>et al.</i> 2014	Rato pažaidos įtakos keliui tyrimas	Supaprastintas, ½ riedmens	Eulerio sija, 90 L.L	prekinis
Eom <i>et al.</i> 2010	Nuriedėjimo nuo bėgių tyrimas	Pilnas riedmens	Supaprastin- tas, 1 lygis	prekinis
Guiral <i>et al.</i> 2015	Riedmens-kelio są- veikos tyrimas	Elastingas ašira- čio	Supaprastin- tas, 1 lygis	prekinis
Alexandrou <i>et al.</i> 2016	Iščiuožos poveikis kelio statiniui	½ riedmens	BE, daugias- luoksnis	keleivinis

Apibendrinant sistemos „riedmuo–kelias“ dinaminių modelių analizę galima teigti, kad nagrinėjant sistemą „riedmuo – kelias“ būna dažniausiai pasirenkamas sudėtingas dinaminis riedmens modelis, apimantis ir riedmens gedimus, ir nusidėvėjimus, atsirandančius eksploatacijos metu, tačiau dažnai pasirenkamas labai paprastas kelio modelis. Kitu atveju, nagrinėjant geležinkelio kelią ir jo trūkumus, pasirenkamas supaprastintas riedmens modelis. Norint gauti patikimus rezultatus, būtina suvienodinti visų nagrinėjamų modelių dedamųjų tikslumo lygį. Daugelis riedmenų vertikalinių jėgų matematinių modelių vertina tik tam tikrą dalį ($1/4$, $1/8$) riedmenų elementų skaičiuojamųjų masių ir neįvertina visų riedmens elementų dinamikos poveikių svyravimams.

1.4. Riedmenų važiuoklės ir pakabos parametrų tyrimų tendencijos

Judant riedmenims rato ir bėgio kontakte susidarantių jėgų veikia visus riedmens važiuoklės elementus, sukelia atitinkamus virpesius. Riedmens pakabos paskirtis yra slopinti šiuos svyravimus ir užtikrinti stabilų ir tolygų riedmenų judėjimą. Eksploatuojant riedmenis, kinta jų techniniai parametrai – masė (krautas ar tuščias), judėjimo greičiai, ratų riedėjimo paviršiaus geometrija ir t. t. Todėl ypatingai svarbu parinkti tinkamus pakabos parametrus riedmenų judėjimo tolygumui ir saugumui užtikrinti esant bet kokioms sąlygoms.

Straipsnyje (Dailydka *et al.* 2008) pateiktas matematinis modelis, įvertinantis realias geležinkelio riedmenų eksploatacijos sąlygas, nagrinėtos situacijos, kai ratas praranda kontaktą su bėgiu. Gautos svyravimų amplitudžių charakteristikos priklauso nuo nustatytos kelio nelygumų funkcijos ir rato riedėjimo greičio. Nustatyta, kad didėjantis traukinio važiavimo greitis didina nestabilumą.

S. Dailydka daktaro disertacijoje (2012) sudarė tikslo funkciją racionaliems keleivinių vagonų vežimėlių pakabų parametrams nustatyti bei vagonų virpesiams iki minimumo sumažinti, siekiant pagerinti tolygios eigos rodiklius. Tikslo funkcija skirta keleivinių vagonų vežimėlių pakabų parametrams optimizuoti esant įvairiems greičiams ir tuo pačiu maksimaliai sumažinti vagonų virpesius, užtikrinant riedmenų stabilumą ir tolygią eigą. Pateiktų skaičiavimų rezultatų analizė parodė, kad nustatant važiuoklių pakabų optimalius parametrus, tikslo funkcijos pagrindiniu rodikliu reiktų laikyti riedmenų stabilumo koeficientą, kadangi šis parametras pirmasis nusako ribinį važiavimo greitį. Skaičiuoti reiktų esant mažiausiam greičiui, kuriam esant dinaminių rodiklių reikšmės viršija leistinas ribas. Tolimesniuose tyrimuose tikslinga ieškoti sprendinių su kitomis pradinių parametrų reikšmėmis, kiekvieną kartą nustatant minimalų greitį, kuriam esant, dinaminių rodiklių reikšmės viršija leistinas ribas.

Ukrainos mokslininkai sudarė matematinius modelius skirtingoms virpesių slopintuvų ir sudėtingų vežimėlių konstrukcijoms nagrinėti (Мямлин 2003, Мямлин 2002a, Николаев 2003, Манашкин *et al.* 2007, Вершинский *et al.* 1991). Rekomenduojama projektuojant naujas ir tobulinant esamas keleivinių vagonų pakabas įvertinti jų dinamines savybes. Lemiamas dinaminių apkrovų mažinimo keleiviniuose vagonuose veiksnys, leidžiantis didinti ir važiavimo greičius, yra racionalių pakabos pakopų skaičiaus ir parametrų parinkimas.

Vertinant riedmenų dinamines savybes, dažniausiai naudojami šie kriterijai: vertikalūs ir horizontalūs skersiniai kėbulo, vežimėlio rėmo ir ašidėžių pagreičiai; eigos tolygumo koeficientas, vertinantis važiuoklės dinamikos įtaką keleiviui; pakabos spyruoklių deformacija ir visų pakabos pakopų dinamika; sukamieji kėbulo ir vežimėlio poslinkiai bei jėgos. Pažymima, kad pagrindinis kriterijus, lemiantis stabilų riedmenų judėjimą, yra skersinės jėgos, atsirandančios tarp rato ir bėgio. Darbe (Dailydka 2012) pateiktas vagono vežimėlio pakabos elementų standumo skaičiavimo algoritmas, važiuojant maksimaliais greičiais esant optimizuotiems dinaminiais parametrams.

Savo darbuose Aristotelio universiteto profesorius C. Pyrgidis nagrinėjo greitaeigių traukinių vežimėlių konstrukciją ir jų stabilumą iki 640 km/h (Pyrgidis 1990). Vėliau optimizuotas geležinkelio riedmenų aširačio rato geometrinis profilis, leidžiantis stabiliai judėti dideliais greičiais (Pyrgidis *et al.* 2010, Pyrgidis *et al.* 2012, Shevtsov *et al.* 2005).

Ukrainos mokslininkai nagrinėdami erdvinius judančio sąstato virpesius įvertino dinamines vežamo krovinio charakteristikas, kaip labai sudėtingą mechaninę sistemą su daugybe laisvės laipsnių (Мямлин *et al.* 2009). Tyrimams buvo pasirinktas platforminis vagonas. Nagrinėjant platformos ir pakrautų konteinerių dinamines charakteristikas gaunama 33-jų laisvės laipsnių sistema. Sprendžiant gautą matematinį modelį, sukurtas specialus algoritmas ir kompiuterinė programa, skirta įvertinti nagrinėjamos platformos dinaminėms charakteristikoms. Pakrautų konteineriais platforminių vagonų dinaminis modelis buvo vertinamas aprašytų netiesinių diferencialinių lygčių sprendimais. Sukurtas matematinis modelis, algoritmas ir kompiuterinė programa sudaro galimybes modeliuoti esant įvairiausiems techniniams vagono, kelio, važiuoklės ir pakabos parametrams. Nustatytos leistinos vagono greičių reikšmės prie skirtingų platformų apkrovų.

KTU tyrėjai (Keršys *et al.* 2001) nagrinėja kelio nelygumų bei greičio įtaką vagonų mazgų ir viso kėbulo virpesiams. Nustatyti leistini traukinių greičiai priklausomai nuo kelio parametrų pobūdžio. Nustatyta, kad norint sumažinti vagono virpesius, būtina tobulinti vežimėlių pakabas ir mažinti kelio nelygumų sužadinamas jėgas.

Kita svarbi tema yra vežimėlio rėmo konstrukcija. Iš vienos pusės yra pageidautina lengva konstrukcija, gerai slopinanti smūgių energiją. Priešingu atveju atsirastų didelės dinaminės jėgos tarp ratų ir bėgių dėl pirminės pakabos stan-

dumo. Iš kitos pusės būtina pakankama atsarga nuo gedimų ir lūžių. Todėl būtina tiksliai nustatyti vežimėlio rėmo įtempimus ir apkrovas realiomis sąlygomis. Skaičiuojant geležinkelių transporto priemonių parametrus, vis dar yra naudojami suformuoti „šoko faktoriai“, kurie yra nustatomi vien empiriškai (Popp *et al.* 2010). Konkrečios kelio kokybės sąlygos dažniausiai lieka beveik neįvertintos. Alternatyva yra baigtinių elementų modeliai (BEM), leidžiantys išsamesnę nuovargio analizę, įvertinantys konkrečią atitinkamų riedmenų dinaminę elgseną. Juos išsamiau nagrinėja (Claus *et al.* 1998, Mi *et al.* 2006, Dahlberg 2006, Miao *et al.* 2007, Kassner 2012, Han *et al.* 2013).

Kinijos mokslininkai (Huang *et al.* 2013) aprašo žemo dažnio vagono kėbulo vingiavimo problemą greitaeigiuose keleiviniuose traukiniuose. Tai blogina keleivių komfortą. Ištirtas įvairių keleivinio vagono pakabos parametrų poveikis riedmenų kėbulo vingiavimui. Nustatyta vagono kėbulo vingiavimo priklausomybė nuo vagono pakabos parametrų ir ratų/bėgių būklės. Teoriniai tyrimai vėliau patvirtinti eksperimentiniais bandymais. Siekiant sukurti keleivių komforto gerinimo priemones, siūlomi matematiniai modeliai pagrįsti riedmenų vertikalių slopintuvų ir spyruoklių parametrų optimizavimo variantais (Berg 1999, Shieh *et al.* 2005, Qing *et al.* 2003).

Ukrainiečių profesorius Y. V. Diomin tiria greičio įtaką traukinio važiavimo stabilumui. Straipsnyje (Diomin 1994) nagrinėjamos riedmenų su sausos trinties slopinimo įrenginiais kritinio greičio problemos. Tiriami kėbulo ir vežimėlių, vežimėlių ir aširačių jungčių parametrai. Nustatyta šių parametrų įtaka riedmens kritiniam greičiui.

Šveicarijos mokslininkas nagrinėja rato profilio įtaką rato/bėgio kontaktui (Polach 2011). Pateikiami pasiūlymai sukurti racionaliems rato profiliams, kurie būtų skirti didelės galios traukos riedmenims.

Jungtinės Karalystės mokslininkai ištyrė geležinkelio riedmenų pakabos parametrų įvertinimo problemas (Li *et al.* 2007). Tyrime naudojamas patobulintas riedmens dinaminis modelis, pagrįstas Rao–Blackwell teorema. Modeliavimo tikslas išmatuoti ir palyginti pakabos parametrus esant įvairioms matavimo jutiklių konfigūracijoms. Vėliau, norint patikrinti gautų rezultatų patikimumą, buvo atlikti bandymai su dyzelinio traukinio varikliniu vagonu Coradia Class 175 realiomis sąlygomis, kurio vežimėliuose ir kėbule buvo sumontuoti atitinkami jutikliai.

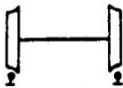
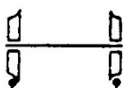
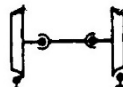


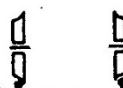


„Riedmens–bėgio“ sistemoje atsirandančias skersines ir išilgines santykinio slydimo jėgoms įtaką daro rato ir ašies jungties tipas, o taip pat esantis arba nesantis sukimo momentas, kuris priklauso nuo rato riedėjimo plokštumos kampo su rato centru. 1.4 lentelėje pateikti įvairūs aširačių tipai (realūs ir teoriniai) ir atsirandančios jėgos.

Geležinkelio aširačio ratų riedėjimo spindulys kinta nuo r_0 iki r_1 (arba nuo r_0 iki r_2) ne dėl deformacijos, bet dėl kūgiško ratų profilio. Šį pokytį sukelia skersi-

nis ašies poslinkis nuo pradinės išcentruotos padėties. Santykinio slydimo jėgos atsiranda, kai ratų riedėjimo kryptis nesutampa su ašies poslinkio kryptimi.

1.4 lentelė. Aširačių tipai ir juose veikiančios jėgos (Pyrgidis *et al.* 2006)

Table 1.4. Types of whellsets and actual forces

Aširačio tipas	Aširačio schema	Sp	T	X	M
Tradicinė ašis – kintamo kūgiškumo ratai		+	+	+	+
Ašis su nepriklausomai besisukančiais ratais – kintamo kūgiškumo ratai		+	+	–	+
Ašis su lankstų sujungimais – kintamo kūgiškumo ratai		+	–	+	+
Tradicinė ašis su cilindriniais ratais		–	+	+	–
Tradicinė ašis su nekintamo kūgiškumo ratais		+	+	+	+
Nepriklausomai besisukantys ratai – kintamo kūgiškumo ratai		+	+	–	+
Ašis su pasvirusiais nepriklausomai besisukančiais ratais – kintamo kūgiškumo ratai		+	+	–	–
Tradicinė ašis su pasvirusiais ratais – kintamo kūgiškumo ratai		+	+	+	–

Tyrėjai (Mei *et al.* 2002) tiria aširačio tipo įtaką traukinio važiavimo tolygumui. Lyginamas standžiai sujungtų, nepriklausomai besisukančių ir su valdomu pasisukimu aširačių poveikis riedmens stabilumui tiesiame kelyje ir kreivėje. Įrodytas aširačių su nepriklausomai besisukančiais ratais ir aširačių su valdomu

pasisukimu privalumas kelio kreivėse esant dideliems važiavimo greičiams lyginant su standžiai sujungtais aširačiais.

Siekiant sumažinti kėbulo svyravimus vagono antrinės pakabos pakopos tobulinimo proceso metu, Leighboro universiteto ir Italijos mokslininkai siūlo pasinaudoti valdomomis elektromagnetinėmis ir elektro-hidraulinėmis pavaromis, įdiegiant jas antrinėje riedmens pakaboje (Foo *et al.* 2000, Goodall *et al.* 2002, Zhou *et al.* 2011, Colombo *et al.* 2014).

Irano mokslininkai kurdami dinaminis riedmenų modelius siūlo atsižvelgti į netiesinį pakabos elementų elgesį (Sayyaadi *et al.* 2009). Jų nagrinėjamas riedmens dinaminis modelis turi 42 laisvės laipsnius. Darbe pristatomas išbaigtas netiesinis pneumatinės pakabos modelis, kuris yra dviejų skirtingų modelių junginys. Gautą pakabos modelį integravus į galutinį dinaminį riedmens modelį, gaunamas patobulintas 70 laisvės laipsnių modelis. Modeliavimo rezultatai patikrinti realiais bandymais su IRiCo DMU keleiviniu traukiniu.

Tuniso mokslininkai (Nejlaoui *et al.* 2013) pateikia riedmens konstrukcijos optimizavimo galimybes, atsižvelgiant į važiavimo komforto ir saugumo kriterijus, judant nedidelio spindulio kelio kreivėmis. Ypatingas dėmesys skiriamas traukinių nuvažiavimo nuo bėgių rizikai ir triukšmo lygiui. Autoriai siūlo originalų algoritmą, kuris sujungia genetinius algoritmus ir Monte Carlo modeliavimo metodus, riedmenų konstrukcijai optimizuoti.

Viena iš pažangiausių vagonų pakabų (Мямлин 2003, Мямлин 2002b, Николаев 2003, Манашкин *et al.* 2007), kuri intensyviausiai slopina virpesius, yra pneumatinė pakaba, todėl naujuose ir moderniuose keleiviniuose riedmenyse, siekiant užtikrinti keleivių komfortą ir saugumą, dažnai naudojami pneumatiniai pakabos elementai. Pažymėtina, kad tai brangi ir ypatingos priežiūros reikalaujanti technologija.

Apibendrinant važiuoklės ir pakabos parametrų tyrimų apžvalgą, matyti, kad nepakankamai dėmesio skiriama keleivinių vagonų ratų riedėjimo paviršių pažaidų įtakai važiavimo saugai ir komfortui nagrinėti.

1.5. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas

1. Horizontalioji ir vertikali riedmenų dinamika tiriama sudėtingais skaičiavimais, naudojant sudėtingus matematinius modelius, nes sistemą „riedmuo–kelias“ veikia daugybė pastovių ir atsitiktinių dydžių.
2. Mokslinių darbų analizė parodė, kad riedmenų rato iščiuoza yra viena iš dažniausiai pasitaikančių rato pažaidų. Ypač daug dėmesio skiriama prekinių vagonų su ratų pažaidomis tyrimams, tačiau nepakan-

kamai nuodugniai išnagrinėta keleivinių vagonų ratų riedėjimo paviršiaus pažaidų įtaka važiavimo saugai ir tolygumui.

3. Didžioje dalyje publikuotų riedmenų vertikalių jėgų matematinių modelių įvertinta tik dalis ($1/4$, $1/8$) riedmenų elementų (kėbulo ir važiuoklės) skaičiuojamųjų masių ir neįvertintas riedmenų konstrukcijos kitų elementų poveikis svyravimams.
4. Sistemai „riedmuo–kelias“ nagrinėti dažniausiai pasirenkamas sudėtingas riedmens dinaminis modelis, tačiau supaprastinamas geležinkelio kelio modelis. Kitais atvejais, išplėstiniu būdu nagrinėjami geležinkelio kelio parametrai ir jų tarpusavio įtaka, tačiau supaprastinamas riedmens dinaminis modelis, o tai daro įtaką rezultatų tikslumui.

Mokslinių darbų išsamios analizės pagrindu suformuluoti šie darbo uždaviniai:

1. Ištirti riedmenų važiuoklės sąveikos su bėgiais dinامينius procesus, įvertinant geležinkelio kelio viršutinės konstrukcijos, riedmenų važiuoklės ir kėbulo svyravimų charakteristikas (parametrus). Ištirti važiuojančio keleivinio vagono aširačio rato su pažaidomis ir bėgio su nelygumais sąveikos procesą.
2. Išnagrinėti keleivinio vagono rato su riedėjimo paviršiaus pažaidomis įtaką vagono elementų virpesiams ir poveikį keleivių patogumui skirtingais metų laikais (žiemą ir vasarą).
3. Atlikti keleivinio vagono su ratų iščiuožomis natūrinius bandymus (bandomuosius važiavimus) ir apdoroti eksperimento duomenis. Išmatuoti geležinkelio kelio viršutinės konstrukcijos tamprumo modulių pokyčius skirtingais metų laikais (žiemą ir vasarą).
4. Palyginti gautus pagal sukurtą matematinį modelį tyrimo rezultatus su natūrinių bandymų metu gautais duomenimis.

Riedmenų su rato riedėjimo paviršiaus defektais dinaminių parametru modeliavimas

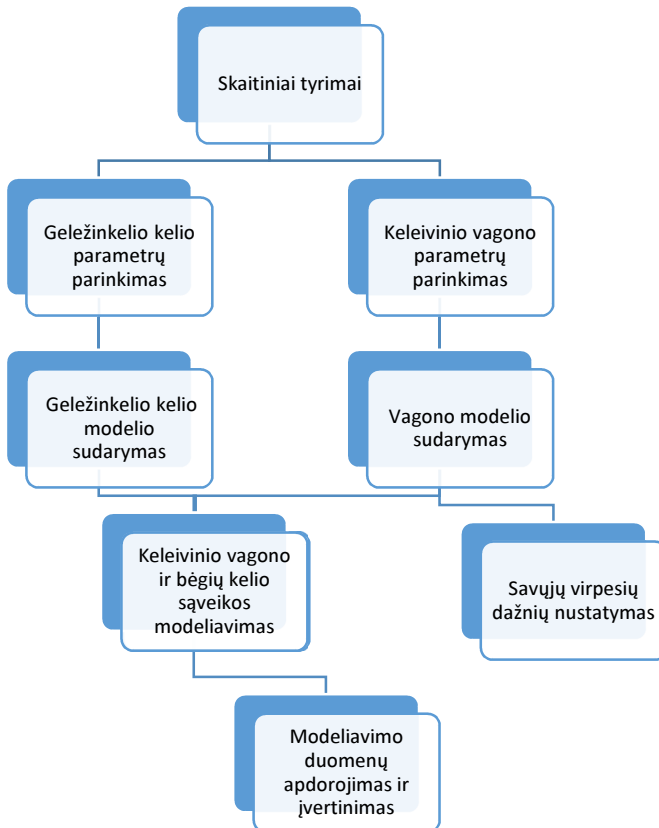
Daugelyje riedmenų vertikalių jėgų matematinių modelių yra įvertinta tik tam tikra dalis ($1/4$, $1/8$) riedmenų elementų skaičiuojamųjų masių ir neįvertinamas visų riedmens elementų dinamikos poveikis svyravimams. Tiriant rato ar bėgio pažaidų poveikį riedmens judėjimo tolygumui būtini maksimaliai tikslūs, aprašantys rato riedėjimo paviršiaus pažaidas bei kelio nelygumus, riedmenų ir geležinkelio kelio konstrukcijos dinaminiai modeliai. Šiam tikslui pasiekti kuriamas patikslintas išplėstinis, trimatis, keleivinio vagono su galimomis ratų pažaidomis, judančio bėgių keliu su nelygumais, matematinis modelis, apimantis ir geležinkelio kelio konstrukcijos atskirų elementų (bėgio, tarpinės, pabėgio, balasto ir subbalasto) charakteristikas. Dinaminę sistemos „riedmuo –kelias“ modelyje skaičiuojamąjį riedmenį sudaro vagono kėbulo, dvejų vežimėlių ir keturių aširačių pilnos masės. Skaičiuojamąjį kelią sudaro bėgio, pabėgio ir balasto masės.

Skyriaus tematika paskelbtos keturios publikacijos (Lunys *et al.* 2016b, Lunys *et al.* 2016c, Lunys *et al.* 2016d, Steišūnas *et al.* 2013).

2.1. Keleivinio vagono su rato iščiuoža judančio geležinkelio keliu dinaminis modelis

Sukurtas sistemos „riedmuo–kelias“ matematinis modelis naudojamas vertikalios riedmens ir bėgių kelio sąveikai, įvertinant kėbulo, vežimėlių ir aširačių sukamuosius svyravimus, ratų riedėjimo pažaidas, bei geležinkelio kelio nelygumus, tirti. Vienas iš tikslų – riedmens, kaip dinaminės sistemos virpesių nagrinėjimas, siekiama nustatyti pirminės ir antrinės pakabos parametrų įtaką vertikaliesiems kėbulo virpesiams. Modelis suteikia galimybę analizuoti ratų riedėjimo paviršiaus pažaidų įtaką sistemos virpesiams esant kelioms pažaidoms ir ant to paties, ir ant skirtingų aširačių.

Sistemos „riedmuo–kelias“ dinaminio modelio struktūra atspindi 2.1 paveiksle pateikta schema.



2.1 pav. Sistemos „riedmuo–kelias“ modeliavimo algoritmas
Fig. 2.1. Algorithm of system “vehicle–track” modelling

Nagrinėjant sistemos „riedmuo–kelias“ atskirų dedamųjų tarpusavio sąveiką, priimamos prielaidos:

1. Pirmojo vagono vežimėlio aširatis su rato riedėjimo paviršiaus pažaida.
2. Vagono konstrukcijos elementai imami kaip absoliučiai standūs kūnai.
3. Pirminės ir antrinės pakabos svyravimų slopinimas aprašomas tiesiniais slopinimo elementais.
4. Nevertinama po gretimais pabėgiais esančių grunto sluoksnių tarpusavio sąveika.
5. Bėgis aprašomas strypiniais baigtiniais elementais.

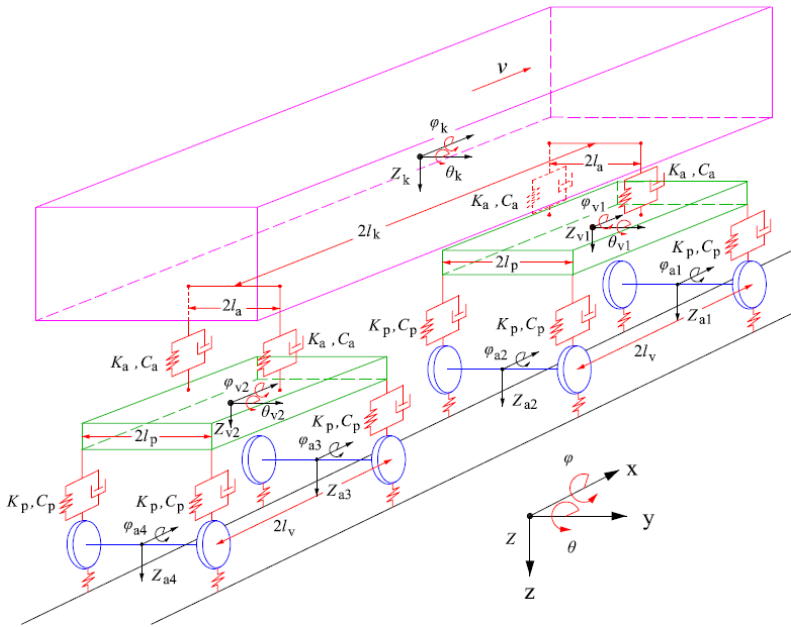
Sudaromas matematinis modelis nuo kitų mokslo publikacijų šaltiniuose aprašomų sistemos „riedmuo–kelias“ modelių išsiskiria tuo, kad yra naudojamas ne pusinis ar ketvirtinis, o visas keleivinio vagono su vieno arba kelių ratų riedėjimo paviršiaus pažaidomis. Modelis įvertina visų geležinkelio kelio konstrukcijos elementų – bėgio, tarpinių, pabėgių, balasto ir subbalasto parametrų įtaką vagono judėjimo tolygumui. Išplėstinis dinaminis modelis vertina ne tik pagrindinių masių vertikalius, bet ir kampinius poslinkius. Kuriamas modelis turi 53 laisvės laipsnius.

Išplėstinis dinaminis modelis vertina ne tik pagrindinių masių vertikalius, bet ir kampinius poslinkius. Kuriamas modelis turi 53 laisvės laipsnius.

2.1.1. Keleivinio vagono dinaminių procesų matematinis modeliavimas

Keleivinio vagono modelis pritaikytas šiam tyrimui susideda iš ištiso kėbulo, dviejų vežimėlių ir keturių aširačių. Vagono kėbulas yra sumontuotas ant dviašių vežimėlių. Vežimėlių rėmai su aširačiais yra sujungti per pirminės, o su kėbulu – per antrinės pakabos elementus. Pirminės ir antrinės pakabos elementai yra modeliuojami kaip tiesinių tampriųjų ir virpesių slopinimo elementų deriniai. Pirminės pakabos atskirų elementų standumas ir slopinimas yra K_p , ir C_p , o antrinės – K_a , ir C_a . Kadangi tiriami virpesiai yra iki 100 Hz dažnio, tai vagono kėbulas modeliuojamas kaip standus kūnas su mase M_c , turintis inercijos momentus J_{kx} ir J_{ky} apie x ir y ašis. Vežimėliai priimami kaip standūs kūnai su masėmis M_v ir turintys inercijos momentus J_{vx} ir J_{vy} apie x ir y ašis. Kiekvieno aširačio ašis yra standžiai sujungta su ratais. Visi aširačiai turi masę M_a , bei inercijos momentą J_{ax} apie x ašį. Šis 17 laisvės laipsnių vagono modelis vertina vertikalius kėbulo, vežimėlių ir aširačių (Z_k , Z_{v1} , Z_{v2} , Z_{a1} , Z_{a2} , Z_{a3} , Z_{a4}) poslinkius. Taip pat vertinamas modelio elementų sukimasis x ir y ašimis (kampiniai poslinkiai). Kėbulo

kampinius poslinkius nusako dydžiai θ_k ir ϕ_k , vežimėlių – θ_{v1} , θ_{v2} ir ϕ_{v1} , ϕ_{v2} , o aširačių – ϕ_{a1} , ϕ_{a2} , ϕ_{a3} ir ϕ_{a4} . Geometriniai vagono parametrai: l_k – pusė kėbulo ilgio tarp šerdesų; l_a – pusė pločio tarp antrinės pakabos elementų; l_v – pusė atstumo tarp aširačių; l_p – pusė pločio tarp pirminės pakabos elementų. Bendra keleivinio vagono modelio struktūra yra pateikta 2.2 paveiksle.



2.2 pav. Keleivinio vagono modelio schema

Fig. 2.2. Scheme of coach vertical model

Žemiau pateiktos vagono dinaminio modelio dedamųjų judėjimo lygtys užrašomos taikant Lagranžo antrojo laipsnio lygtį (Bogdevičius 2012).

Vagono kėbulo judėjimo lygtys.

Tiesinis judėjimas z ašimi:

$$M_k \ddot{Z}_k = -2C_a(\dot{Z}_k + l_k \dot{\theta}_k - \dot{Z}_{v1}) - 2C_a(\dot{Z}_k - l_k \dot{\theta}_k - \dot{Z}_{v2}) - 2K_a(Z_k + l_k \theta_k - Z_{v1}) - 2K_a(Z_k - l_k \theta_k - Z_{v2}). \quad (2.1)$$

Kampinis poslinkis apie y ašį:

$$J_{ky} \ddot{\theta}_k = -2C_a l_k (\dot{Z}_k + l_k \dot{\theta}_k - \dot{Z}_{v1}) + 2C_a l_k (\dot{Z}_k - l_k \dot{\theta}_k - \dot{Z}_{v2}) - 2K_a l_k (Z_k + l_k \theta_k - Z_{v1}) + 2K_a l_k (Z_k - l_k \theta_k - Z_{v2}). \quad (2.2)$$

Kampinis poslinkis apie x ašį:

$$\begin{aligned}
 J_{kx}\ddot{\phi}_k = & -2C_a l_a (\dot{Z}_k + l_a \dot{\phi}_k - (\dot{Z}_{v1} + l_p \dot{\phi}_{v1})) + 2C_a l_a (\dot{Z}_k - l_a \dot{\phi}_k - (\dot{Z}_{v1} - l_p \dot{\phi}_{v1})) - \\
 & - 2C_a l_a (\dot{Z}_k + l_a \dot{\phi}_k - (\dot{Z}_{v2} + l_p \dot{\phi}_{v2})) + 2C_a l_a (\dot{Z}_k - l_a \dot{\phi}_k - (\dot{Z}_{v2} - l_p \dot{\phi}_{v2})) - \\
 & - K_a l_a (Z_k + l_p \phi_k - (Z_{v1} + l_p \phi_{v1})) + K_a l_a (Z_k - l_p \phi_k - (Z_{v1} - l_p \phi_{v1})) - \\
 & - K_a l_a (Z_k + l_p \phi_k - (Z_{v2} + l_p \phi_{v2})) + K_a l_a (Z_k - l_p \phi_k - (Z_{v2} - l_p \phi_{v2})). \quad (2.3)
 \end{aligned}$$

Pirmojo vežimėlio judėjimo lygtys.

Tiesinis judėjimas z ašimi:

$$\begin{aligned}
 M_v \ddot{Z}_{v1} = & -C_a (\dot{Z}_{v1} + l_v \dot{\theta}_{v1} - (\dot{Z}_k + l_k \dot{\theta}_k)) - C_a (\dot{Z}_{v1} - l_v \dot{\theta}_{v1} - (\dot{Z}_k - l_k \dot{\theta}_k)) - \\
 & - 2C_p (\dot{Z}_{v1} + l_v \dot{\theta}_{v1} - \dot{Z}_{a1}) - 2C_p (\dot{Z}_{v1} - l_v \dot{\theta}_{v1} - \dot{Z}_{a2}) - K_a (Z_{v1} + l_v \theta_{v1} - (Z_k + l_k \theta_k)) - \\
 & - K_a (Z_{v1} - l_v \theta_{v1} - (Z_k - l_k \theta_k)) - 2K_p (Z_{v1} + l_v \theta_{v1} - Z_{a1}) - 2K_p (Z_{v1} - l_v \theta_{v1} - Z_{a2}). \quad (2.4)
 \end{aligned}$$

Kampinis poslinkis apie y ašį:

$$\begin{aligned}
 J_{vy}\ddot{\theta}_{v1} = & -2C_p l_v (\dot{Z}_{v1} + l_v \dot{\theta}_{v1} - \dot{Z}_{a1}) + 2C_p l_v (\dot{Z}_{v1} - l_v \dot{\theta}_{v1} - \dot{Z}_{a2}) - 2K_p l_v \cdot \\
 & \cdot (Z_{v1} + l_v \theta_{v1} - Z_{a1}) + 2K_p l_v (Z_{v1} - l_v \theta_{v1} - Z_{a2}). \quad (2.5)
 \end{aligned}$$

Kampinis poslinkis apie x ašį:

$$\begin{aligned}
 J_{vx}\ddot{\phi}_{v1} = & -C_p l_p (\dot{Z}_{v1} + l_p \dot{\phi}_{v1} - (\dot{Z}_{a1} + l_p \dot{\phi}_{a1})) + C_p l_p (\dot{Z}_{v1} - l_p \dot{\phi}_{v1} - (\dot{Z}_{a1} - l_p \dot{\phi}_{a1})) - \\
 & - C_p l_p (\dot{Z}_{v1} + l_p \dot{\phi}_{v1} - (\dot{Z}_{a2} + l_p \dot{\phi}_{a2})) + C_p l_p (\dot{Z}_{v1} - l_p \dot{\phi}_{v1} - (\dot{Z}_{a2} - l_p \dot{\phi}_{a2})) - C_a l_a (\dot{Z}_{v1} + \\
 & + l_a \dot{\phi}_{v1} - (\dot{Z}_k + l_a \dot{\phi}_k)) + C_a l_a (\dot{Z}_{v1} - l_a \dot{\phi}_{v1} - (\dot{Z}_k - l_a \dot{\phi}_k)) - K_p l_p (Z_{v1} + l_p \phi_{v1} - (Z_{a1} + \\
 & + l_p \phi_{a1})) + K_p l_p (Z_{v1} - l_p \phi_{v1} - (Z_{a1} - l_p \phi_{a1})) - K_p l_p (Z_{v1} + l_p \phi_{v1} - (Z_{a2} + l_p \phi_{a2})) + \\
 & + K_p l_p (Z_{v1} - l_p \phi_{v1} - (Z_{a2} - l_p \phi_{a2})) - K_a l_a (Z_{v1} + l_a \phi_{v1} - (Z_k + l_a \phi_k)) + \\
 & + K_a l_a (Z_{v1} - l_a \phi_{v1} - (Z_k - l_a \phi_k)). \quad (2.6)
 \end{aligned}$$

Antrojo vežimėlio judėjimo lygtys.

Tiesinis judėjimas z ašimi:

$$\begin{aligned}
 M_v \ddot{Z}_{v2} = & -C_a (\dot{Z}_{v2} + l_v \dot{\theta}_{v2} - (\dot{Z}_k + l_k \dot{\theta}_k)) - C_a (\dot{Z}_{v2} - l_v \dot{\theta}_{v2} - (\dot{Z}_k - l_k \dot{\theta}_k)) - \\
 & - 2C_p (\dot{Z}_{v2} + l_v \dot{\theta}_{v2} - \dot{Z}_{a3}) - 2C_p (\dot{Z}_{v2} - l_v \dot{\theta}_{v2} - \dot{Z}_{a4}) - K_a (Z_{v2} + l_v \theta_{v2} - \\
 & - (Z_k + l_k \theta_k)) - K_a (Z_{v2} - l_v \theta_{v2} - (Z_k - l_k \theta_k)) - 2K_p (Z_{v2} + l_v \theta_{v2} - Z_{a3}) - \\
 & - 2K_p (Z_{v2} - l_v \theta_{v2} - Z_{a4}). \quad (2.7)
 \end{aligned}$$

Kampinis poslinkis apie y ašį

$$J_{vy}\ddot{\theta}_{v2} = -2C_p l_v (\dot{Z}_{v2} + l_v \dot{\theta}_{v2} - \dot{Z}_{a3}) + 2C_p l_v (\dot{Z}_{v2} - l_v \dot{\theta}_{v2} - \dot{Z}_{a4}) - \\ - 2K_p l_v (Z_{v2} + l_v \theta_{v2} - Z_{a3}) + 2K_p l_v (Z_{v2} - l_v \theta_{v2} - Z_{a4}). \quad (2.8)$$

Kampinis poslinkis apie x ašį:

$$J_{vx}\ddot{\phi}_{v2} = -C_p l_p (\dot{Z}_{v2} + l_p \dot{\phi}_{v2} - (\dot{Z}_{a3} + l_p \dot{\phi}_{a3})) + C_p l_p (\dot{Z}_{v2} - l_p \dot{\phi}_{v2} - (\dot{Z}_{a3} - \\ - l_p \dot{\phi}_{a3})) - C_p l_p (\dot{Z}_{v2} + l_p \dot{\phi}_{v2} - (\dot{Z}_{a4} + l_p \dot{\phi}_{a4})) + C_p l_p (\dot{Z}_{v2} - l_p \dot{\phi}_{v2} - \\ - (\dot{Z}_{a4} - l_p \dot{\phi}_{a4})) - C_a l_a (\dot{Z}_{v2} + l_a \dot{\phi}_{v2} - (\dot{Z}_k + l_a \dot{\phi}_k)) + C_a l_a (\dot{Z}_{v2} - l_a \dot{\phi}_{v2} - \\ - (\dot{Z}_k - l_a \dot{\phi}_k)) - K_p l_p (Z_{v2} + l_p \phi_{v2} - (Z_{a3} + l_p \phi_{a3})) + K_p l_p (Z_{v2} - l_p \phi_{v2} - \\ - (Z_{a3} - l_p \phi_{a3})) - K_p l_p (Z_{v2} + l_p \phi_{v2} - (Z_{a4} + l_p \phi_{a4})) + K_p l_p (Z_{v2} - l_p \phi_{v2} - \\ - (Z_{a4} - l_p \phi_{a4})) - K_a l_a (Z_{v2} + l_a \phi_{v2} - (Z_k + l_a \phi_k)) + K_a l_a (Z_{v2} - l_a \phi_{v2} - (Z_k - l_a \phi_k)). \quad (2.9)$$

Norint tiksliau aprašyti aširačių judėjimą bėgių kelio nelygumais, į judėjimo lygtis įtraukiami papildomi 8 kintamieji: P_{ai} ir I_{ai} – papildomai kelio nelygumų sužadintos i -ojo aširačio vertikalios jėgos. Kelio vertikalių nelygumų visiems vagono ratams poveikio modeliavimo schema pateikta 2.3 paveiksle.

Šiais kintamaisiais aprašomos visos kelio nelygumų sužadintos vertikalios jėgos.

Pirmojo aširačio judėjimo lygtys.

Tiesinis judėjimas z ašimi:

$$M_a \ddot{Z}_{a1} = -2C_p (\dot{Z}_{a1} - (\dot{Z}_{v1} + l_v \dot{\theta}_{v1})) - 2K_p (Z_{a1} - (Z_{v1} + l_v \theta_{v1})) + P_{a1}. \quad (2.10)$$

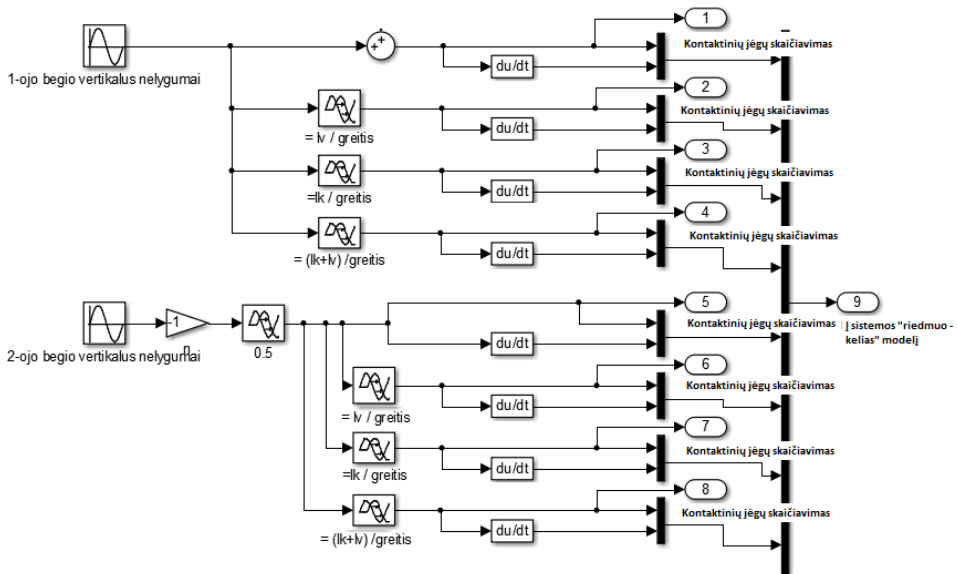
Kampinis poslinkis apie x ašį:

$$J_{ax}\ddot{\phi}_{a1} = -C_p l_p (\dot{Z}_{a1} + l_p \dot{\phi}_{a1} - (\dot{Z}_{v1} + l_p \dot{\phi}_{v1})) + C_p l_p (\dot{Z}_{a1} - l_p \dot{\phi}_{a1} - (\dot{Z}_{v1} - l_p \dot{\phi}_{v1})) - \\ - K_p l_p (Z_{a1} + l_p \phi_{a1} - (Z_{v1} + l_p \phi_{v1})) + K_p l_p (Z_{a1} - l_p \phi_{a1} - (Z_{v1} - l_p \phi_{v1})) + I_{a1}, \quad (2.11)$$

čia

$$P_{a1} = -K_b (Z_{a1} - (Z_{b11} + \Delta Z_{b11}) + l_p \phi_{a1}) - K_b (Z_{a1} - (Z_{b12} + \Delta Z_{b12}) - l_p \phi_{a1}), \quad (2.12)$$

$$I_{a1} = -K_b l_p (Z_{a1} - (Z_{b11} + \Delta Z_{b11}) + l_p \phi_{a1}) - K_b l_p (Z_{a1} - (Z_{b12} + \Delta Z_{b12}) - l_p \phi_{a1}). \quad (2.13)$$



2.3 pav. Vertikalių bėgių kelio nelygumų poveikio kiekvienam vagono ratui modeliavimo schema

Fig. 2.3. Modelling scheme of track vertical irregularities impact on each wheel of wagon

Antrojo aširačio judėjimo lygtys

Tiesinis judėjimas z ašimi:

$$M_a \ddot{z}_{a2} = -2C_p (\dot{z}_{a2} - (\dot{z}_{v1} + l_v \dot{\theta}_{v1})) - 2K_p (z_{a2} - (z_{v1} + l_v \theta_{v1})) + P_{a2}. \quad (2.14)$$

Kampinis poslinkis apie x ašį:

$$J_{ax} \ddot{\phi}_{a2} = -C_p l_p (\dot{z}_{a2} + l_p \dot{\phi}_{a2} - (\dot{z}_{v1} + l_p \dot{\phi}_{v1})) + C_p l_p (\dot{z}_{a2} - l_p \dot{\phi}_{a2} - (\dot{z}_{v1} - l_p \dot{\phi}_{v1})) - K_p l_p (z_{a2} + l_p \phi_{a2} - (z_{v1} + l_p \phi_{v1})) + K_p l_p (z_{a2} - l_p \phi_{a2} - (z_{v1} - l_p \phi_{v1})) + I_{a2}, \quad (2.15)$$

čia

$$P_{a2} = -K_b (z_{a2} - (z_{b21} + \Delta z_{b21}) + l_p \phi_{a2}) - K_b (z_{a2} - (z_{b22} + \Delta z_{b22}) - l_p \phi_{a2}), \quad (2.16)$$

$$I_{a2} = -K_b l_p (z_{a2} - (z_{b21} + \Delta z_{b21}) + l_p \phi_{a2}) - K_b l_p (z_{a2} - (z_{b22} + \Delta z_{b22}) - l_p \phi_{a2}). \quad (2.17)$$

Trečiojo aširačio judėjimo lygtysTiesinis judėjimas z ašimi:

$$M_a \ddot{Z}_{a3} = -2C_p (\dot{Z}_{a3} - (\dot{Z}_{v2} + l_v \dot{\theta}_{v2})) - 2K_p (Z_{a3} - (Z_{v2} + l_v \theta_{v2})) + P_{a3}. \quad (2.18)$$

Kampinis poslinkis apie x ašį:

$$J_{ax} \ddot{\phi}_{a3} = -C_p l_p (\dot{Z}_{a3} + l_p \dot{\phi}_{a3} - (\dot{Z}_{v2} + l_p \dot{\phi}_{v2})) + C_p l_p (\dot{Z}_{a3} - l_p \dot{\phi}_{a3} - (\dot{Z}_{v2} - l_p \dot{\phi}_{v2})) - \\ - K_p l_p (Z_{a3} + l_p \phi_{a3} - (Z_{v2} + l_p \phi_{v2})) + K_p l_p (Z_{a3} - l_p \phi_{a3} - (Z_{v2} - l_p \phi_{v2})) + I_{a3}, \quad (2.19)$$

čia

$$P_{a3} = -K_b (Z_{a3} - (Z_{b31} + \Delta Z_{b31}) + l_p \phi_{a3}) - K_b (Z_{a3} - (Z_{b32} + \Delta Z_{b32}) - l_p \phi_{a3}), \quad (2.20)$$

$$I_{a3} = -K_b l_p (Z_{a3} - (Z_{b31} + \Delta Z_{b31}) + l_p \phi_{a3}) - K_b l_p (Z_{a3} - (Z_{b32} + \Delta Z_{b32}) - l_p \phi_{a3}). \quad (2.21)$$

Ketvirtojo aširačio judėjimo lygtysTiesinis judėjimas z ašimi:

$$M_a \ddot{Z}_{a4} = -2C_p (\dot{Z}_{a4} - (\dot{Z}_{v2} + l_v \dot{\theta}_{v2})) - 2K_p (Z_{a4} - (Z_{v2} + l_v \theta_{v2})) + P_{a4}. \quad (2.22)$$

Kampinis poslinkis apie x ašį:

$$J_{ax} \ddot{\phi}_{a4} = -C_p l_p (\dot{Z}_{a4} + l_p \dot{\phi}_{a4} - (\dot{Z}_{v2} + l_p \dot{\phi}_{v2})) + C_p l_p (\dot{Z}_{a4} - l_p \dot{\phi}_{a4} - (\dot{Z}_{v2} - l_p \dot{\phi}_{v2})) - \\ - K_p l_p (Z_{a4} + l_p \phi_{a4} - (Z_{v2} + l_p \phi_{v2})) + K_p l_p (Z_{a4} - l_p \phi_{a4} - (Z_{v2} - l_p \phi_{v2})) + I_{a4}, \quad (2.23)$$

čia

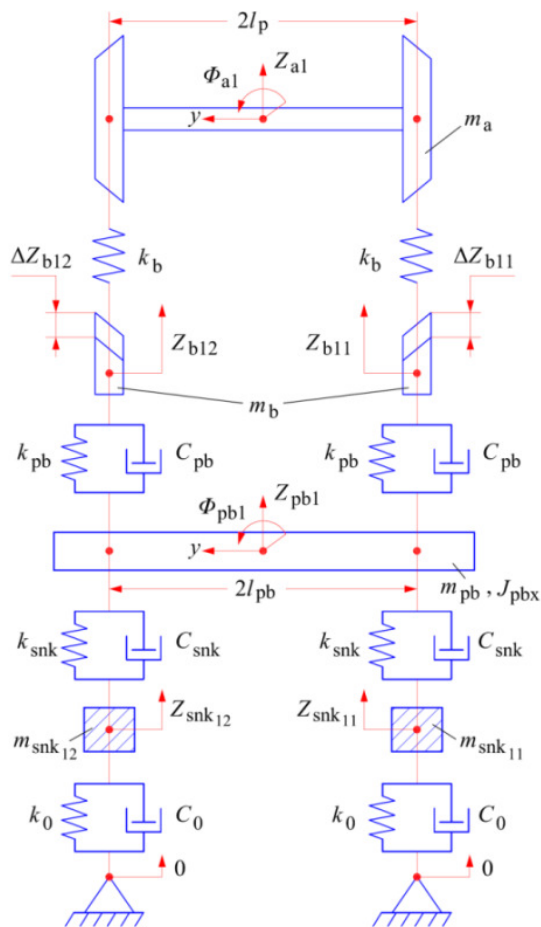
$$P_{a4} = -K_b (Z_{a4} - (Z_{b41} + \Delta Z_{b41}) + l_p \phi_{a4}) - K_b (Z_{a4} - (Z_{b42} + \Delta Z_{b42}) - l_p \phi_{a4}), \quad (2.24)$$

$$I_{a4} = -K_b l_p (Z_{a4} - (Z_{b41} + \Delta Z_{b41}) + l_p \phi_{a4}) - K_b l_p (Z_{a4} - (Z_{b42} + \Delta Z_{b42}) - l_p \phi_{a4}). \quad (2.25)$$

Vagonui judant bėgių keliu, rato riedėjimo pažaidos sukeltos vertikalios jėgos persiduoda ne tik bėgiui, bet ir visai kelio konstrukcijai – tarpinėms, pabėgiams, balasto ir subbalasto sluoksniams bei gruntui. Todėl būtinas kelio modelis šioms sąveikoms įvertinti.

2.1.2. Geležinkelio kelio charakteristikų matematinis modeliavimas

Šis bėgių kelio modelis įvertina vertikalius bėgio, pabėgio ir balasto sluoksnio vertikalius poslinkius Z_{bij} , Z_{pbi} , Z_{snkij} (i – kelią veikiančio aširačio numeris, j – kairės ir dešinės pusės žymėjimas) judant vagonui po kiekvienu aširačio ratu. Bėgių kelio nelygumai atitinkamai pažymėti ΔZ_{bij} . Modeliuojant bėgių kelią kaip atskiri, turintys masę elementai buvo išskirti bėgiai, pabėgiai ir balasto sluoksnis – M_b , M_{pb} , M_{snk} . Pabėgiai modeliuojami kaip kūnai, turintys sukimosi momentus J_{pbx} . Jų sukimąsi nusako dydžiai ϕ_{pbi} , čia i – pabėgį veikiančio aširačio numeris.



2.4 pav. Geležinkelio kelio elementų tarpusavio sąveikos skaičiuojamoji schema
Fig. 2.4. Calculation scheme of interaction between railway track elements

Visi pagrindiniai geležinkelio kelio elementai tarpusavyje sąveikauja kaip standumo ir slopinimo elementų sistema. Bėgis imamas tik kaip standumo elementas K_b , nes rato/bėgio kontakte sąveikauja metalas su metalu, tad slopinimo reikšmės yra labai mažos. Tarp bėgio ir pabėgio esanti tarpinė imama kaip standumo-slopinimo elementas su reikšmėmis K_{pb} ir C_{pb} . Balasto, subbalasto standumas ir slopinimas pažymėtas kaip K_{snk} , K_0 ir C_{snk} , C_0 . Bėgių kelio schema po 1-ojo vežimėlio 1-uju aširačiu su poslinkių, sukimūsi ir slopinimo bei standumo žymėjimais pateikta 2.4 paveiksle. Analogiškas vaizdas yra ir po kitais vagono aširačiais, ten kinta tik žymėjimai.

Žemiau pateiktos kelio statinio dinaminio modelio dedamųjų judėjimo lygtys užrašomos taikant Lagranžo antrojo laipsnio lygtį.

Pirmojo (dešiniojo) bėgio judėjimo lygtys.

Tiesinis judėjimas z ašimi priklausomai nuo aširačio numerio:

$$M_b \ddot{Z}_{b11} = K_b (Z_{a1} - (Z_{b11} + \Delta Z_{b11}) + l_p \phi_{a1}) - K_{pb} ((Z_{b11} + \Delta Z_{b11}) - Z_{pb1} - l_{pb} \phi_{pb1}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b11} + \Delta \dot{Z}_{b11}) - \dot{Z}_{pb1} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb1}), \quad (2.26)$$

$$M_b \ddot{Z}_{b21} = K_b (Z_{a2} - (Z_{b21} + \Delta Z_{b21}) + l_p \phi_{a2}) - K_{pb} ((Z_{b21} + \Delta Z_{b21}) - Z_{pb2} - l_{pb} \phi_{pb2}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b21} + \Delta \dot{Z}_{b21}) - \dot{Z}_{pb2} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb2}), \quad (2.27)$$

$$M_b \ddot{Z}_{b31} = K_b (Z_{a3} - (Z_{b31} + \Delta Z_{b31}) + l_p \phi_{a3}) - K_{pb} ((Z_{b31} + \Delta Z_{b31}) - Z_{pb3} - l_{pb} \phi_{pb3}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b31} + \Delta \dot{Z}_{b31}) - \dot{Z}_{pb3} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb3}), \quad (2.28)$$

$$M_b \ddot{Z}_{b41} = K_b (Z_{a4} - (Z_{b41} + \Delta Z_{b41}) + l_p \phi_{a4}) - K_{pb} ((Z_{b41} + \Delta Z_{b41}) - Z_{pb4} - l_{pb} \phi_{pb4}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b41} + \Delta \dot{Z}_{b41}) - \dot{Z}_{pb4} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb4}). \quad (2.29)$$

Antrojo (kairiojo) bėgio judėjimo lygtis.

Tiesinis judėjimas z ašimi priklausomai nuo aširačio numerio:

$$M_b \ddot{Z}_{b12} = K_b (Z_{a1} - (Z_{b12} + \Delta Z_{b12}) - l_p \phi_{a1}) - K_{pb} ((Z_{b12} + \Delta Z_{b12}) - Z_{pb1} - l_{pb} \phi_{pb1}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b12} + \Delta \dot{Z}_{b12}) - \dot{Z}_{pb1} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb1}), \quad (2.30)$$

$$M_b \ddot{Z}_{b22} = K_b (Z_{a2} - (Z_{b22} + \Delta Z_{b22}) - l_p \phi_{a2}) - K_{pb} ((Z_{b22} + \Delta Z_{b22}) - Z_{pb2} - l_{pb} \phi_{pb2}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b22} + \Delta \dot{Z}_{b22}) - \dot{Z}_{pb2} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb2}), \quad (2.31)$$

$$M_b \ddot{Z}_{b32} = K_b (Z_{a3} - (Z_{b32} + \Delta Z_{b32}) - l_p \phi_{a3}) - K_{pb} ((Z_{b32} + \Delta Z_{b32}) - Z_{pb3} - l_{pb} \phi_{pb3}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b32} + \Delta \dot{Z}_{b32}) - \dot{Z}_{pb3} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb3}), \quad (2.32)$$

$$M_b \ddot{Z}_{b42} = K_b (Z_{a4} - (Z_{b42} + \Delta Z_{b42}) - l_p \phi_{a4}) - K_{pb} ((Z_{b42} + \Delta Z_{b42}) - Z_{pb4} - l_{pb} \phi_{pb4}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b42} + \Delta \dot{Z}_{b42}) - \dot{Z}_{pb4} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb4}). \quad (2.33)$$

Pabėgių po kiekvienu aširačiu judėjimo lygtys.

Tiesinis judėjimas z ašimi:

$$M_{pb} \ddot{Z}_{pb1} = K_{pb} ((Z_{b11} + \Delta Z_{b11}) - Z_{pb1} - l_{pb} \phi_{pb1}) + C_{pb} ((\dot{Z}_{b11} + \Delta \dot{Z}_{b11}) - \dot{Z}_{pb1} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb1}) - K_{snk} ((Z_{pb1} - Z_{snk11} + l_{pb} \phi_{pb1}) - C_{snk} ((\dot{Z}_{pb1} - \dot{Z}_{snk11} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb1}) + K_{pb} ((Z_{b12} + \Delta Z_{b12}) - Z_{pb1} + l_{pb} \phi_{pb1}) + C_{pb} ((\dot{Z}_{b12} + \Delta \dot{Z}_{b12}) - \dot{Z}_{pb1} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb1}) - K_{snk} ((Z_{pb1} - Z_{snk12} - l_{pb} \phi_{pb1}) - C_{snk} ((\dot{Z}_{pb1} - \dot{Z}_{snk12} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb1})), \quad (2.34)$$

$$M_{pb} \ddot{Z}_{pb2} = K_{pb} ((Z_{b21} + \Delta Z_{b21}) - Z_{pb2} - l_{pb} \phi_{pb2}) + C_{pb} ((\dot{Z}_{b21} + \Delta \dot{Z}_{b21}) - \dot{Z}_{pb2} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb2}) - K_{snk} ((Z_{pb2} - Z_{snk21} + l_{pb} \phi_{pb2}) - C_{snk} ((\dot{Z}_{pb2} - \dot{Z}_{snk21} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb2}) + K_{pb} ((Z_{b22} + \Delta Z_{b22}) - Z_{pb2} + l_{pb} \phi_{pb2}) + C_{pb} ((\dot{Z}_{b22} + \Delta \dot{Z}_{b22}) - \dot{Z}_{pb2} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb2}) - K_{snk} ((Z_{pb2} - Z_{snk22} - l_{pb} \phi_{pb2}) - C_{snk} ((\dot{Z}_{pb2} - \dot{Z}_{snk22} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb2})), \quad (2.35)$$

$$M_{pb} \ddot{Z}_{pb3} = K_{pb} ((Z_{b31} + \Delta Z_{b31}) - Z_{pb3} - l_{pb} \phi_{pb3}) + C_{pb} ((\dot{Z}_{b31} + \Delta \dot{Z}_{b31}) - \dot{Z}_{pb3} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb3}) - K_{snk} ((Z_{pb3} - Z_{snk31} + l_{pb} \phi_{pb3}) - C_{snk} ((\dot{Z}_{pb3} - \dot{Z}_{snk31} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb3}) + K_{pb} ((Z_{b32} + \Delta Z_{b32}) - Z_{pb3} + l_{pb} \phi_{pb3}) + C_{pb} ((\dot{Z}_{b32} + \Delta \dot{Z}_{b32}) - \dot{Z}_{pb3} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb3}) - K_{snk} ((Z_{pb3} - Z_{snk32} - l_{pb} \phi_{pb3}) - C_{snk} ((\dot{Z}_{pb3} - \dot{Z}_{snk32} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb3})), \quad (2.36)$$

$$M_{pb} \ddot{Z}_{pb4} = K_{pb} ((Z_{b41} + \Delta Z_{b41}) - Z_{pb4} - l_{pb} \phi_{pb4}) + C_{pb} ((\dot{Z}_{b41} + \Delta \dot{Z}_{b41}) - \dot{Z}_{pb4} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb4}) - K_{snk} ((Z_{pb4} - Z_{snk41} + l_{pb} \phi_{pb4}) - C_{snk} ((\dot{Z}_{pb4} - \dot{Z}_{snk41} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb4}) + K_{pb} ((Z_{b42} + \Delta Z_{b42}) - Z_{pb4} + l_{pb} \phi_{pb4}) + C_{pb} ((\dot{Z}_{b42} + \Delta \dot{Z}_{b42}) - \dot{Z}_{pb4} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb4}) - K_{snk} ((Z_{pb4} - Z_{snk42} - l_{pb} \phi_{pb4}) - C_{snk} ((\dot{Z}_{pb4} - \dot{Z}_{snk42} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb4})). \quad (2.37)$$

Kampinis poslinkis apie x ašį:

$$J_{pbx} \ddot{\phi}_{pb1} = K_{pb} l_{pb} ((Z_{b11} + \Delta Z_{b11}) - Z_{pb1} - l_{pb} \phi_{pb1}) + C_{pb} l_{pb} ((\dot{Z}_{b11} + \Delta \dot{Z}_{b11}) - \dot{Z}_{pb1} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb1})$$

$$\begin{aligned}
& + \Delta \dot{Z}_{b11}) - \dot{Z}_{pb1} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb1}) - K_{snk} l_{pb} ((Z_{pb1} - Z_{snk11} + l_{pb} \phi_{pb1}) - \\
& - C_{snk} l_{pb} ((\dot{Z}_{pb1} - \dot{Z}_{snk11} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb1}) + K_{pb} l_{pb} ((Z_{b12} + \Delta Z_{b12}) - Z_{pb1} + \\
& + l_{pb} \phi_{pb1}) + C_{pb} l_{pb} ((\dot{Z}_{b12} + \Delta \dot{Z}_{b12}) - \dot{Z}_{pb1} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb1}) - K_{snk} l_{pb} ((Z_{pb1} - \\
& - Z_{snk12} - l_{pb} \phi_{pb1}) - C_{snk} l_{pb} ((\dot{Z}_{pb1} - \dot{Z}_{snk12} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb1})), \quad (2.38)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
J_{pbx} \ddot{\phi}_{pb2} &= K_{pb} l_{pb} ((Z_{b21} + \Delta Z_{b21}) - Z_{pb2} - l_{pb} \phi_{pb2}) + C_{pb} l_{pb} ((\dot{Z}_{b21} + \\
& + \Delta \dot{Z}_{b21}) - \dot{Z}_{pb2} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb2}) - K_{snk} l_{pb} ((Z_{pb2} - Z_{snk21} + l_{pb} \phi_{pb2}) - \\
& - C_{snk} l_{pb} ((\dot{Z}_{pb2} - \dot{Z}_{snk21} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb2}) + K_{pb} l_{pb} ((Z_{b22} + \Delta Z_{b22}) - Z_{pb2} + \\
& + l_{pb} \phi_{pb2}) + C_{pb} l_{pb} ((\dot{Z}_{b22} + \Delta \dot{Z}_{b22}) - \dot{Z}_{pb2} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb2}) - K_{snk} l_{pb} ((Z_{pb2} - \\
& - Z_{snk22} - l_{pb} \phi_{pb2}) - C_{snk} l_{pb} ((\dot{Z}_{pb2} - \dot{Z}_{snk22} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb2})), \quad (2.39)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
J_{pbx} \ddot{\phi}_{pb3} &= K_{pb} l_{pb} ((Z_{b31} + \Delta Z_{b31}) - Z_{pb3} - l_{pb} \phi_{pb3}) + C_{pb} l_{pb} ((\dot{Z}_{b31} + \\
& + \Delta \dot{Z}_{b31}) - \dot{Z}_{pb3} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb3}) - K_{snk} l_{pb} ((Z_{pb3} - Z_{snk31} + l_{pb} \phi_{pb3}) - \\
& - C_{snk} l_{pb} ((\dot{Z}_{pb3} - \dot{Z}_{snk31} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb3}) + K_{pb} l_{pb} ((Z_{b32} + \Delta Z_{b32}) - Z_{pb3} + \\
& + l_{pb} \phi_{pb3}) + C_{pb} l_{pb} ((\dot{Z}_{b32} + \Delta \dot{Z}_{b32}) - \dot{Z}_{pb3} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb3}) - K_{snk} l_{pb} ((Z_{pb3} - \\
& - Z_{snk32} - l_{pb} \phi_{pb3}) - C_{snk} l_{pb} ((\dot{Z}_{pb3} - \dot{Z}_{snk32} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb3})), \quad (2.40)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
J_{pbx} \ddot{\phi}_{pb4} &= K_{pb} l_{pb} ((Z_{b41} + \Delta Z_{b41}) - Z_{pb4} - l_{pb} \phi_{pb4}) + C_{pb} l_{pb} ((\dot{Z}_{b41} + \\
& + \Delta \dot{Z}_{b41}) - \dot{Z}_{pb4} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb4}) - K_{snk} l_{pb} ((Z_{pb4} - Z_{snk41} + l_{pb} \phi_{pb4}) - \\
& - C_{snk} l_{pb} ((\dot{Z}_{pb4} - \dot{Z}_{snk41} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb4}) + K_{pb} l_{pb} ((Z_{b42} + \Delta Z_{b42}) - Z_{pb4} + \\
& + l_{pb} \phi_{pb4}) + C_{pb} l_{pb} ((\dot{Z}_{b42} + \Delta \dot{Z}_{b42}) - \dot{Z}_{pb4} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb4}) - K_{snk} l_{pb} ((Z_{pb4} - \\
& - Z_{snk42} - l_{pb} \phi_{pb4}) - C_{snk} l_{pb} ((\dot{Z}_{pb4} - \dot{Z}_{snk42} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb4})). \quad (2.41)
\end{aligned}$$

Balasto judėjimo lygtys.

Dešinės pusės balasto tiesinis judėjimas z ašimi:

$$\begin{aligned}
M_{snk} \ddot{Z}_{snk11} &= K_{snk} (Z_{pb1} - Z_{snk11} + l_{pb} \phi_{pb1}) + C_{snk} (\dot{Z}_{pb1} - \dot{Z}_{snk11} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb1}) - \\
& - K_0 (Z_{snk11} - 0) - C_0 (\dot{Z}_{snk11} - 0), \quad (2.42)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{snk} \ddot{Z}_{snk21} &= K_{snk} (Z_{pb2} - Z_{snk21} + l_{pb} \phi_{pb2}) + C_{snk} (\dot{Z}_{pb2} - \\
& - \dot{Z}_{snk21} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb2}) - K_0 (Z_{snk21} - 0) - C_0 (\dot{Z}_{snk21} - 0), \quad (2.43)
\end{aligned}$$

$$M_{snk} \ddot{Z}_{snk31} = K_{snk} (Z_{pb3} - Z_{snk31} + l_{pb} \phi_{pb3}) + C_{snk} (\dot{Z}_{pb3} - \dot{Z}_{snk31} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb3}) - K_0 (Z_{snk31} - 0) - C_0 (\dot{Z}_{snk31} - 0), \quad (2.44)$$

$$M_{snk} \ddot{Z}_{snk41} = K_{snk} (Z_{pb4} - Z_{snk41} + l_{pb} \phi_{pb4}) + C_{snk} (\dot{Z}_{pb4} - \dot{Z}_{snk41} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb4}) - K_0 (Z_{snk41} - 0) - C_0 (\dot{Z}_{snk41} - 0). \quad (2.45)$$

Kairės pusės balasto tiesinis judėjimas z ašimi:

$$M_{snk} \ddot{Z}_{snk12} = K_{snk} (Z_{pb1} - Z_{snk12} + l_{pb} \phi_{pb1}) + C_{snk} (\dot{Z}_{pb1} - \dot{Z}_{snk12} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb1}) - K_0 (Z_{snk12} - 0) - C_0 (\dot{Z}_{snk12} - 0), \quad (2.46)$$

$$M_{snk} \ddot{Z}_{snk22} = K_{snk} (Z_{pb2} - Z_{snk22} + l_{pb} \phi_{pb2}) + C_{snk} (\dot{Z}_{pb2} - \dot{Z}_{snk22} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb2}) - K_0 (Z_{snk22} - 0) - C_0 (\dot{Z}_{snk22} - 0), \quad (2.47)$$

$$M_{snk} \ddot{Z}_{snk32} = K_{snk} (Z_{pb3} - Z_{snk32} + l_{pb} \phi_{pb3}) + C_{snk} (\dot{Z}_{pb3} - \dot{Z}_{snk32} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb3}) - K_0 (Z_{snk32} - 0) - C_0 (\dot{Z}_{snk32} - 0), \quad (2.48)$$

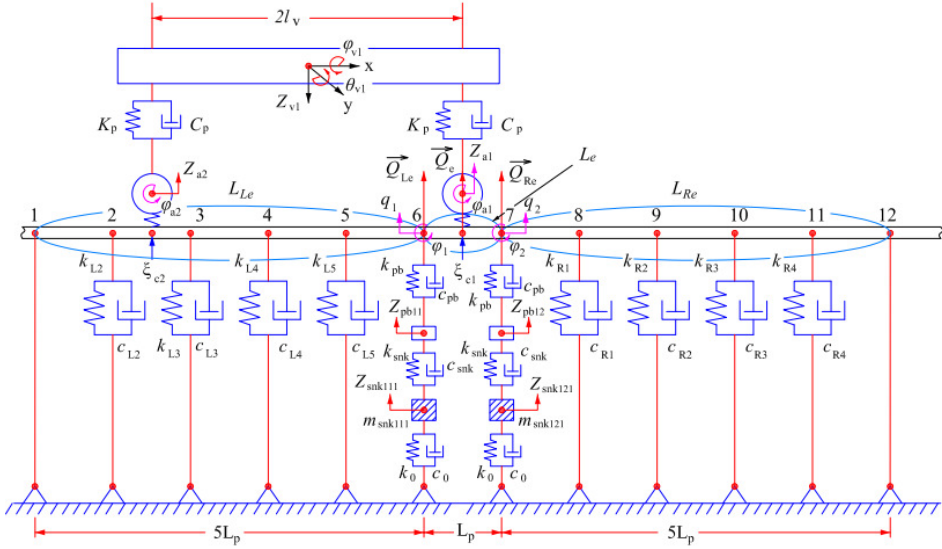
$$M_{snk} \ddot{Z}_{snk42} = K_{snk} (Z_{pb4} - Z_{snk42} + l_{pb} \phi_{pb4}) + C_{snk} (\dot{Z}_{pb4} - \dot{Z}_{snk42} + l_{pb} \dot{\phi}_{pb4}) - K_0 (Z_{snk42} - 0) - C_0 (\dot{Z}_{snk42} - 0). \quad (2.49)$$

Aukščiau aprašytas geležinkelio kelio matematinis modelis įvertina kaip rato riedėjimo pažaidos sukeltos jėgos persiduoda ne tik bėgiui, bet ir visai kelio konstrukcijai vertikalia kryptimi, tačiau siekiant įvertinti išilgai (x ašimi) geležinkelio keliu sklindančius virpesius, būtina bėgius aprašyti strypiniais baigtiniais elementais. Tada galima nustatyti 2-ajam aširačiui per bėgius perduodamus mechaninius poveikius ir tiksliau įvertinti vežimėlio bei kėbulo virpesius. Geležinkelio kelio aprašyto strypiniais baigtiniais elementais dinaminis modelis pateiktas 2.5 paveiksle.

Pagal papildytą dinaminį modelį aširačio poveikis per centrinį baigtinį elementą L_e pasiskirsto dviem pabėgiams (masės m_{pb11} , m_{pb12}) ir balastams (masės m_{snk111} , m_{snk121} , m_{snk112} , m_{snk122}), bei toliau perduodamas baigtiniams elementams L_{Le} ir L_{Re} . Tada lygtys (2.26), (2.27), (2.30), (2.31), (2.34), (2.35), (2.38), (2.39), (2.42), (2.43), (2.46), (2.47) aprašančios bėgio, pabėgio ir balasto judėjimą ir sukimąsi, veikiamų 1-ojo ir 2-ojo aširačių, yra pakeičiamos lygtimis kiekvienam veikiamam elementui atskirai. Tada ties pirmuoju pabėgiu, po pirmojo aširačio dešinės pusės ratu bėgio judėjimo lygtys atrodys taip:

$$M_b \ddot{Z}_{b111} = K_b (Z_{a1} - (Z_{b111} + \Delta Z_{b111}) + l_p \phi_{a1}) - K_{pb} ((Z_{b111} +$$

$$+ \Delta Z_{b111}) - Z_{pb11} - l_{pb} \phi_{pb11}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b111} + \Delta \dot{Z}_{b111}) - \dot{Z}_{pb11} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb11}); \quad (2.50)$$



2.5 pav. Geležinkelio kelio elementų tarpusavio sąveikos dinaminis modelis
Fig. 2.5. Dynamic model of interaction of railway track elements

kai 1-as aširatis, 2-as pabėgis, dešinė pusė:

$$M_b \ddot{Z}_{b121} = K_b (Z_{a1} - (Z_{b121} + \Delta Z_{b121}) + l_p \phi_{a1}) - K_{pb} ((Z_{b121} + \Delta Z_{b121}) - Z_{pb12} - l_{pb} \phi_{pb12}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b121} + \Delta \dot{Z}_{b121}) - \dot{Z}_{pb12} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb12}); \quad (2.51)$$

kai 2-as aširatis, 1-as pabėgis, dešinė pusė:

$$M_b \ddot{Z}_{b211} = K_b (Z_{a2} - (Z_{b211} + \Delta Z_{b211}) + l_p \phi_{a2}) - K_{pb} ((Z_{b211} + \Delta Z_{b211}) - Z_{pb21} - l_{pb} \phi_{pb21}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b211} + \Delta \dot{Z}_{b211}) - \dot{Z}_{pb21} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb21}); \quad (2.52)$$

kai 2-as aširatis, 2-as pabėgis, dešinė pusė:

$$M_b \ddot{Z}_{b221} = K_b (Z_{a2} - (Z_{b221} + \Delta Z_{b221}) + l_p \phi_{a2}) - K_{pb} ((Z_{b221} + \Delta Z_{b221}) - Z_{pb22} - l_{pb} \phi_{pb22}) - C_{pb} ((\dot{Z}_{b221} + \Delta \dot{Z}_{b221}) - \dot{Z}_{pb22} - l_{pb} \dot{\phi}_{pb22}); \quad (2.53)$$

kai 1-as aširatis, 1-as pabėgis, kairė pusė:

$$M_b \ddot{Z}_{b112} = K_b (Z_{a1} - (Z_{b112} + \Delta Z_{b112}) + l_p \phi_{a1}) - K_{pb} ((Z_{b112} + \Delta Z_{b112}) -$$

$$-Z_{pb11} - l_{pb}\dot{\phi}_{pb11}) - C_{pb}((\dot{Z}_{b112} + \Delta\dot{Z}_{b112}) - \dot{Z}_{pb11} - l_{pb}\dot{\phi}_{pb11}); \quad (2.54)$$

kai 1-as aširatis, 2-as pabėgis, kairė pusė:

$$M_b\ddot{Z}_{b122} = K_b(Z_{a1} - (Z_{b122} + \Delta Z_{b122}) + l_p\phi_{a1}) - K_{pb}((Z_{b122} + \Delta Z_{b122}) - Z_{pb12} - l_{pb}\dot{\phi}_{pb12}) - C_{pb}((\dot{Z}_{b122} + \Delta\dot{Z}_{b122}) - \dot{Z}_{pb12} - l_{pb}\dot{\phi}_{pb12}); \quad (2.55)$$

kai 2-as aširatis, 1-as pabėgis, kairė pusė:

$$M_b\ddot{Z}_{b212} = K_b(Z_{a2} - (Z_{b212} + \Delta Z_{b212}) + l_p\phi_{a2}) - K_{pb}((Z_{b212} + \Delta Z_{b212}) - Z_{pb21} - l_{pb}\dot{\phi}_{pb21}) - C_{pb}((\dot{Z}_{b212} + \Delta\dot{Z}_{b212}) - \dot{Z}_{pb21} - l_{pb}\dot{\phi}_{pb21}); \quad (2.56)$$

kai 2-as aširatis, 2-as pabėgis, kairė pusė:

$$M_b\ddot{Z}_{b222} = K_b(Z_{a2} - (Z_{b222} + \Delta Z_{b222}) + l_p\phi_{a2}) - K_{pb}((Z_{b222} + \Delta Z_{b222}) - Z_{pb22} - l_{pb}\dot{\phi}_{pb22}) - C_{pb}((\dot{Z}_{b222} + \Delta\dot{Z}_{b222}) - \dot{Z}_{pb22} - l_{pb}\dot{\phi}_{pb22}). \quad (2.57)$$

Analogiškai perrašomos pabėgių ir balastų judėjimo lygtys. Viso (2.1)–(2.49) lygčių sistemą papildo 12 lygčių:
pabėgių judėjimas z ašimi:

$$\begin{aligned} M_{pb}\ddot{Z}_{pbij} = & K_{pb}((Z_{bij} + \Delta Z_{ijk}) - Z_{pbij} - l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) + C_{pb}((\dot{Z}_{bij} + \Delta\dot{Z}_{bij}) - \\ & - \dot{Z}_{pbij} - l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) - K_{snk}((Z_{pbij} - Z_{snkij} + l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) - C_{snk}((\dot{Z}_{pbij} - \\ & - \dot{Z}_{snkij} + l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) + K_{pb}((Z_{bij} + \Delta Z_{ijk2}) - Z_{pbij} + l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) + \\ & + C_{pb}((\dot{Z}_{bij} + \Delta\dot{Z}_{bij}) - \dot{Z}_{pbij} - l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) - K_{snk}((Z_{pbij} - \\ & - Z_{snkij} - l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) - C_{snk}((\dot{Z}_{pbij} - \dot{Z}_{snkij} - l_{pb}\dot{\phi}_{pbij})); \end{aligned} \quad (2.58)$$

pabėgių sukimasis apie išilginę ašį:

$$\begin{aligned} J_{pbx}\ddot{\phi}_{pbij} = & K_{pb}l_{pb}((Z_{bij} + \Delta Z_{bij}) - Z_{pbij} - l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) + C_{pb}l_{pb}((\dot{Z}_{bij} + \Delta\dot{Z}_{bij}) - \\ & - \dot{Z}_{pbij} - l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) - K_{snk}l_{pb}((Z_{pbij} - Z_{snkij} + l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) - C_{snk}l_{pb}((\dot{Z}_{pbij} - \\ & - \dot{Z}_{snkij} + l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) + K_{pb}((Z_{bij} + \Delta Z_{bij}) - Z_{pbij} + l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) + \\ & + C_{pb}l_{pb}((\dot{Z}_{bij} + \Delta\dot{Z}_{bij}) - \dot{Z}_{pbij} - l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) - K_{snk}l_{pb}((Z_{pbij} - Z_{snkij} - \\ & - l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) - C_{snk}l_{pb}((\dot{Z}_{pbij} - \dot{Z}_{snkij} - l_{pb}\dot{\phi}_{pbij})); \end{aligned} \quad (2.59)$$

balasto judėjimas z ašimi:

$$M_{snk}\ddot{Z}_{snkij} = K_{snk}(Z_{pbij} - Z_{snkij} + l_{pb}\dot{\phi}_{pbij}) + C_{snk}(\dot{Z}_{pbij} - \dot{Z}_{snkij} +$$

$$+ l_{pb} \dot{\phi}_{pbij}) - K_0 (Z_{snkjk} - 0) - C_0 (\dot{Z}_{snkjk} - 0), \quad (2.60)$$

čia i – aširačio numeris, j – pabėgio numeris, k – veikiama kelio pusė (dešinė arba kairė).

Centrinio bėgio baigtinio elemento L_e ilgis yra lygus atstumui tarp pabėgių – L_p . Priimame prielaidą, kad visą poveikio zoną sudaro centrinis baigtinis elementas L_e ir du baigtiniai elementai iš kiekvienos pusės – L_{Le} ir L_{Re} . Pirmo ir paskutinio baigtinio elemento galuose atramos yra absoliučiai standžios. Norint įvertinti L_{Le} ir L_{Re} elementų įtaką, reikia nustatyti bėgių baigtinių elementų poslinkius Z ašimi:

$$w(\xi) = [N(\xi)] \{q_e\}, \quad (2.61)$$

čia $\xi = \frac{x - x_1}{5L_p}$, kai $x_1 \leq x \leq x + 5L_p$ – bedimensė koordinatė; $5L_p$ – baigtinio elemento ilgis, $\{q_e\}$ – poslinkių vektorius, x – visas įveiktas atstumas, x_1 – atstumas iki pravažiuoto pabėgio; $[N(\xi)]$ – baigtinio elemento formos funkcijų matrica,

$$[N(\xi)] = \begin{bmatrix} 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3 & -L_p\xi(1 - 2\xi + \xi^2) & 3\xi^2 - 2\xi^3 & L_p\xi^2(1 - \xi) \end{bmatrix}. \quad (2.62)$$

Kairės pusės bėgio baigtinio elemento L_{Le} potencinė energija yra lygi:

$$\begin{aligned} E_{pLe} &= \frac{1}{2} \{q_L\}^T [K_{Le}] \{q_L\} + \frac{1}{2} \sum_{i=2}^6 \{q_L\}^T [N(\xi_i)]^T k_{Li} [N(\xi_i)] \{q_L\} = \\ &= \frac{1}{2} \{q_L\}^T [K_{Le}] \{q_L\} + \sum_{i=2}^6 \frac{1}{2} k_{Li} w^2(\xi_i), \end{aligned} \quad (2.63)$$

čia $[K_{Le}]$, $\{q_L\}$ – kairės pusės baigtinio elemento standumo matrica ir poslinkio vektorius, kuris yra lygus: $\{q_L\}^T = [0, 0, q_1, \varphi_1]$.

Kairės pusės baigtinio elemento apibendrintos jėgos vektorius yra lygus:

$$\{Q_{Le}\} = -\frac{\partial E_{pLe}}{\partial \{q_L\}} = -\left([K_{Le}] \{q_L\} + \sum_{i=2}^6 [N(\xi_{c1})]^T k_{Li} [N(\xi_{c1})] \{q_L\} \right) = [K_L] \{q_L\}. \quad (2.64)$$

Dešinės pusės bėgio baigtinių elemento – L_{Re} potencinė energija yra lygi:

$$E_{pRe} = \frac{1}{2} \{q_R\}^T [K_{Re}] \{q_R\} + \frac{1}{2} \sum_{i=7}^{11} \{q_R\}^T [N(\xi_{c1})]^T k_{Ri} [N(\xi_{c1})] \{q_R\} =$$

$$= \frac{1}{2} \{q_R\}^T [K_{Re}] \{q_R\} + \sum_{i=7}^{11} \frac{1}{2} k_{Ri} w^2(\xi_{c1}), \quad (2.65)$$

čia $[K_{Re}]$, $\{q_R\}$ – dešinės pusės baigtinio elemento standumo matrica ir poslinkio vektorius, kuris lygus:

$$\{q_R\}^T = [q_2, \varphi_2, 0, 0]. \quad (2.66)$$

Dešinės pusės baigtinių elementų bloko apibendrintos jėgos vektorius yra lygus:

$$\{Q_{Re}\} = -\frac{\partial E_{pRe}}{\partial \{q_R\}} = [K_{Re}] \{q_R\}. \quad (2.67)$$

Centrinio baigtinio elemento L_e potencinė energija yra lygi:

$$E_{pe} = \frac{1}{2} \{q_e\}^T [K_e] \{q_e\}, \quad (2.68)$$

čia $[K_e]$, $\{q_e\}$ – centrinio baigtinio elemento standumo matrica ir poslinkio vektorius, kuris yra lygus:

$$\{q_e\}^T = [q_1, \varphi_1, q_2, \varphi_2]. \quad (2.69)$$

Centrinio baigtinio elemento apibendrintos jėgos vektorius yra lygus:

$$\vec{Q}_e = -\frac{\partial E_{pe}}{\partial \vec{q}_e} = [K_e] \{q_e\}. \quad (2.70)$$

Ivertinus aširačio sukimaši apie X ašį, skverbti dešiniajam aširačio ratui su bėgiu kontakto taške c_1 su bedimense koordinate ξ_{c1} yra:

$$\delta_{c1} = w(\xi_{c1}) - Z_{a1} + l_p \varphi_{a1} - \Delta_{c1} = [N(\xi_{c1})] \{q_e\}. \quad (2.71)$$

Potencinė energija taške c_1 bus lygi:

$$E_{pc1} = \int k_3 \delta^n d\delta = \frac{k_3}{n+1} \delta_{c1}^{n+1} \text{ (pagal Herco teorija)}. \quad (2.72)$$

Tada apibendrintos jėgos kontakto taške c_1 bus lygios:

$$Q_{z_{a1}} = -\frac{\partial E_{pc1}}{\partial Z_{a1}} = k_3 \delta_{c1}^n; \quad (2.73)$$

$$Q_{\varphi_{a1}} = -\frac{\partial E_{pc1}}{\partial \varphi_{a1}} = -\frac{\partial \delta_{c1}}{\partial \varphi_{a1}} \cdot \frac{\partial E_{pc1}}{\partial \delta_{c1}} = -L_p k_3 \delta_{c1}^n. \quad (2.74)$$

Norint įvertinti perduodamą per kelią mechaninį poveikį 2-ajam vežimėlio aširačiui, reikia nustatyti bėgių baigtinio elemento kontaktuojančio su šiuo aširačiu poslinkius Z ašimi:

$$w_{c2} = [N(\xi_{c2})]\{q_{e2}\}, \quad (2.75)$$

čia $\xi_{c2} = \frac{x - 2l_v - x_1}{5L_p}$, kai $x_1 \leq x \leq x + 5L_p$ – bedimensė koordinatė; $5L_p$ – baigtinio elemento ilgis, $\{q_{e2}\}$ – poslinkių vektorius, x – visas įveiktas atstumas, x_1 – atstumas iki pravažiuto pabėgio; $[N(\xi_{c2})]$ – baigtinio elemento formos funkcijų matrica.

Įvertinus 2-ojo aširačio sukimąsi apie X ašį, skverbtiis dešiniajam aširačio ratui su bėgiu kontakto taške c_2 su bedimense koordinate ξ_{c2} yra:

$$\delta_{c2} = w(\xi_{c2}) - Z_{a2} + l_p \varphi_{a2} - \Delta_{c2} = [N(\xi_{c2})]\{q_{e2}\}. \quad (2.76)$$

Potencinė energija taške c_2 bus lygi:

$$E_{pc2} = \int k_4 \delta^n d\delta = \frac{k_4}{n+1} \delta_{c2}^{n+1} \quad (\text{pagal Herco teoriją}). \quad (2.77)$$

Tada apibendrintos jėgos kontakto taške c_2 bus lygios:

$$Q_{z_{a2}} = -\frac{\partial E_{pc2}}{\partial Z_{a2}} = k_4 \delta_{c2}^n; \quad (2.78)$$

$$Q_{\varphi_{a2}} = -\frac{\partial E_{pc2}}{\partial \varphi_{a2}} = -\frac{\partial \delta_{c2}}{\partial \varphi_{a2}} \cdot \frac{\partial E_{pc2}}{\partial \delta_{c2}} = -L_p k_4 \delta_{c2}^n. \quad (2.79)$$

Sudaroma bėgių baigtinių elementų L_e , L_{Le} ir L_{Re} judėjimo lygčių sistema:

$$[M_b]\{\ddot{q}_b\} + [C_b]\{\dot{q}_b\} + [K_b]\{q_b\} = \{F_b\}, \quad (2.80)$$

čia $[M_b]$, $[C_b]$ ir $[K_b]$ – bėgio baigtinių elementų masės, slopinimo ir standumo matricos atitinkamai; $\{q_b\}$, $\{\dot{q}_b\}$ ir $\{\ddot{q}_b\}$ – atitinkamo taško poslinkio, greičio ir pagreičio vektoriai atitinkamai.

Bėgių judėjimo netiesinė lygčių sistema yra lygi:

$$\{\ddot{q}_b\} = \{F_{\Sigma b}(q_b, \dot{q}_b)\}, \quad (2.81)$$

čia $\{F_{\Sigma b}(q_b, \dot{q}_b)\} = [M_b]^{-1}(\{F_b\} - [K_b]\{q_b\} - [C_b]\{\dot{q}_b\})$.

Papildę turimą sistemos „riedmuo–kelias“ judėjimo lygčių sistemą (2.1)–(2.60) gautomis (2.81) išraiškomis, gauname DSRK matematinį modelį įvertinantį rato ir bėgio kontakto sukeliamus ir geležinkelio keliu sklindančius virpesius.

2.1.3. Rato ir bėgio kontakto modelis

Šiuo atveju rato – bėgio kontaktas modeliuojamas pagal netiesinę Herco kontakto teoriją, kuria remiasi daugelis pastarojo dešimtmečio mokslinių darbų nagrinėjančių rato ir bėgio sąveikos problematiką esant rato riedėjimo paviršiaus ar bėgių kelio pažaidoms (Sun *et al.* 2007, Rajib 2012). Pagal Herco kontakto teoriją, rato – bėgio kontakto jėga netiesiškai priklauso nuo rato ir bėgio skverbties:

$$P(t) = C_H \Delta z_b(t)^{3/2}, \quad (2.82)$$

čia $\Delta z_b(t)$ – rato ir bėgio skverbtis vertikalia kryptimi, C_H – Herco kontakto standumo koeficientas. Kai rato riedėjimo paviršiaus pažaidos nėra, rato ir bėgio tarpusavio skverbtis vertikalia kryptimi priklauso tik nuo bėgio nelygumų:

$$\Delta z(t) = Z_a(t) - Z_b(x, t), \quad (2.83)$$

čia $Z_a(t)$ ir $Z_b(x, t)$ – rato ir bėgio vertikalūs poslinkiai. Norint įvertinti rato nelygumus (2.27) išraiška papildoma funkcija $z_{išč}(t)$, kuri aprašo rato geometrijos pokyčius.

$$\Delta z(t) = Z_a(t) - Z_b(x, t) - z_{išč}(t). \quad (2.84)$$

Tolesniam tyrimui pasirinkta viena būdingiausių ir dažniausiai pasitaikančių rato riedėjimo paviršiaus pažaidų – iščiūoža. Ji modeliuojama ne kaip rato, o kaip papildomas bėgio nelygumas (Сладковский *et al.* 2008). Rato centro judėjimo trajektorija esant „idealiai“ (geometriškai taisyklingai) iščiūožai pateikta 2.6 paveiksle.

Akivaizdu, kad tarp iščiūožos ilgio ir jos gylio yra nesudėtinga matematinė priklausomybė (Сладковский *et al.* 2008):

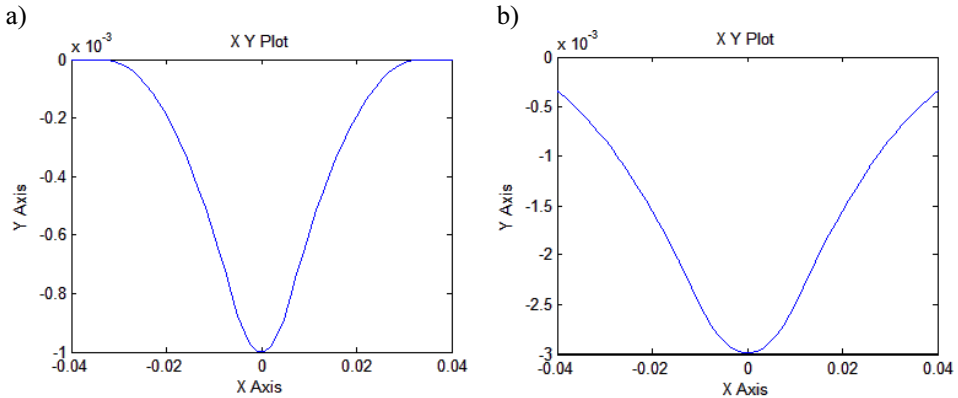
$$L = 2\sqrt{2Rh - h^2}, \quad (2.85)$$

čia R – rato spindulys, h – iščiūožos gylis.

2.6 paveiksle punktyrine linija pavaizduota pradinė ir galutinė rato padėtis iščiūožos poveikio zonoje. Rato centro trajektorija pavaizduota paryškinta linija. 2.7 paveiksle matyti, kad rato centro horizontalus poslinkis sutampa su iščiūožos ilgiu ir jo trajektorija iščiūožos zonoje sudaro dvi R spindulio kreivės, o vertikalus rato centro poslinkis yra lygus iščiūožos gyliui h . Gauname kelio nelygumą imituojantį „idealią“ iščiūožą.

čia $Z_{b1}(x_j, t)$ kairės pusės bėgių kelio nelygumas po j -uoju aširačiu, $Z_{aj1}(t)$ – j -ojo aširačio kairiojo rato vertikalus poslinkis yra apskaičiuojamas:

$$Z_{aj1}(t) = Z_{aj}(t) - l_p \phi_{aj}(t). \quad (2.88)$$



2.9 pav. Bėgio nelygumas, imituojantis iščiūožą: a) 1 mm gylis; b) 3 mm gylis
Fig. 2.9. Rail irregularity imitating the wheel flat: a) depth is 1 mm; b) depth is 3 mm

Analogiškai skaičiuojama ir dešinė pusė:

$$P_{aj2}(t) = \begin{cases} C_H \{Z_{aj2}(t) - Z_{b2}(x_j, t) - z_{išc}(t)\}^{3/2}, & \text{kai } Z_{aj2}(t) - Z_{b2}(x_j, t) - z_{išc}(t) > 0 \\ 0, & \text{kai } Z_{aj2}(t) - Z_{b2}(x_j, t) - z_{išc}(t) \leq 0 \end{cases} \quad (2.89)$$

čia $Z_{b2}(x_j, t)$ – kairės pusės bėgių kelio nelygumas po j -uoju aširačiu, $Z_{aj2}(t)$ – j -ojo aširačio dešiniojo rato vertikalus poslinkis yra apskaičiuojamas:

$$Z_{aj2}(t) = Z_{aj}(t) + l_p \phi_{aj}(t). \quad (2.90)$$

Norint įvertinti rato paviršiaus pažaidos poveikį rato-bėgio kontaktui remiantis netiesine Herco kontakto teorija, tikslinamos vagono modelio (2.12), (2.16), (2.20), (2.24) lygtys, kuriomis aprašytos kontaktinės jėgos P_{aj} (čia j – aširačio numeris). Jos perskaičiuojamos kiekvienai aširačio pusei, t. y. kiekvienam ratui.

Pirmojo aširačio judėjimo lygtys.

Judėjimas z ašimi:

$$M_a \ddot{Z}_{a1} = -2C_p (\dot{Z}_{a1} - (\dot{Z}_{v1} + l_v \dot{\theta}_{v1})) - 2K_p (Z_{a1} - (Z_{v1} + l_v \theta_{v1}) - P_{a11} - P_{a12}). \quad (2.91)$$

Kampinis poslinkis apie x ašį:

$$J_{ax}\ddot{\phi}_{a1} = -C_p l_p (\dot{Z}_{a1} + l_p \dot{\phi}_{a1} - (\dot{Z}_{v1} + l_p \dot{\phi}_{v1})) + C_p l_p (\dot{Z}_{a1} - l_p \dot{\phi}_{a1} - (\dot{Z}_{v1} - l_p \dot{\phi}_{v1})) - K_p l_p (Z_{a1} + l_p \phi_{a1} - (Z_{v1} + l_p \phi_{v1})) + K_p l_p (Z_{a1} - l_p \phi_{a1} - (Z_{v1} - l_p \phi_{v1})) - P_{a11} l_p + P_{a12} l_p. \quad (2.92)$$

Antrojo aširačio judėjimo lygtys.

Judėjimas z ašimi:

$$M_a \ddot{Z}_{a2} = -2C_p (\dot{Z}_{a2} - (\dot{Z}_{v1} + l_v \dot{\theta}_{v1})) - 2K_p (Z_{a2} - (Z_{v1} + l_v \theta_{v1})) - P_{a21} - P_{a22}. \quad (2.93)$$

Sukimasis apie x ašį:

$$J_{ax}\ddot{\phi}_{a2} = -C_p l_p (\dot{Z}_{a2} + l_p \dot{\phi}_{a2} - (\dot{Z}_{v1} + l_p \dot{\phi}_{v1})) + C_p l_p (\dot{Z}_{a2} - l_p \dot{\phi}_{a2} - (\dot{Z}_{v1} - l_p \dot{\phi}_{v1})) - K_p l_p (Z_{a2} + l_p \phi_{a2} - (Z_{v1} + l_p \phi_{v1})) + K_p l_p (Z_{a2} - l_p \phi_{a2} - (Z_{v1} - l_p \phi_{v1})) - P_{21} l_p + P_{a22} l_p. \quad (2.94)$$

Trečiojo aširačio judėjimo lygtys.

Judėjimas z ašimi:

$$M_a \ddot{Z}_{a3} = -2C_p (\dot{Z}_{a3} - (\dot{Z}_{v2} + l_v \dot{\theta}_{v2})) - 2K_p (Z_{a3} - (Z_{v2} + l_v \theta_{v2})) - P_{a31} - P_{a32}. \quad (2.95)$$

Sukimasis apie x ašį:

$$J_{ax}\ddot{\phi}_{a3} = -C_p l_p (\dot{Z}_{a3} + l_p \dot{\phi}_{a3} - (\dot{Z}_{v2} + l_p \dot{\phi}_{v2})) + C_p l_p (\dot{Z}_{a3} - l_p \dot{\phi}_{a3} - (\dot{Z}_{v2} - l_p \dot{\phi}_{v2})) - K_p l_p (Z_{a3} + l_p \phi_{a3} - (Z_{v2} + l_p \phi_{v2})) + K_p l_p (Z_{a3} - l_p \phi_{a3} - (Z_{v2} - l_p \phi_{v2})) - P_{31} l_p + P_{a32} l_p. \quad (2.96)$$

Ketvirtojo aširačio judėjimo lygtys.

Judėjimas z ašimi :

$$M_a \ddot{Z}_{a4} = -2C_p (\dot{Z}_{a4} - (\dot{Z}_{v2} + l_v \dot{\theta}_{v2})) - 2K_p (Z_{a4} - (Z_{v2} + l_v \theta_{v2})) - P_{41} + P_{a42}. \quad (2.97)$$

Sukimasis apie x ašį:

$$J_{ax}\ddot{\phi}_{a4} = -C_p l_p (\dot{Z}_{a4} + l_p \dot{\phi}_{a4} - (\dot{Z}_{v2} + l_p \dot{\phi}_{v2})) + C_p l_p (\dot{Z}_{a4} - l_p \dot{\phi}_{a4} - (\dot{Z}_{v2} - l_p \dot{\phi}_{v2})) - K_p l_p (Z_{a4} + l_p \phi_{a4} - (Z_{v2} + l_p \phi_{v2})) + K_p l_p (Z_{a4} - l_p \phi_{a4} - (Z_{v2} - l_p \phi_{v2})) - P_{41} l_p + P_{a42} l_p.$$

$$-(Z_{v2} - l_p \phi_{v2})) - P_{41} l_p + P_{a42} l_p. \quad (2.98)$$

Tas pats galioja ir bėgių kelio modelio ir (2.26)–(2.33) lygtims, aprašančioms bėgio vertikalius virpesius.

Aukščiau aprašytas rato – bėgio kontakto modelis apjungia riedmens ir bėgių kelio modelius. Visos sistemos „riedmuo–kelias“ matematinio modelio lygtys kartu su Herco kontaktu sprendžiamos vienu metu. Tai leidžia nustatyti visų sistemos elementų tarpusavio sąveikos jėgas ir pagreičius.

2.2. Sistemos „riedmuo–kelias“ išplėstinio modelio MATLAB aplinkoje sudarymas

Visos sistemos „riedmuo–kelias“ aukščiau aprašytos svyravimų ir kontaktinių jėgų skaičiavimo lygtys buvo sukeltos į MATLAB/Simulink programinio paketo aplinką. Pradiniai modelio parametrai ir jų reikšmės pateikiami 2.1 lentelėje.

2.1 lentelė. Sistemos „riedmuo–kelias“ įvesties parametrai

Table 2.1. Input parameters of the system “vehicle–track”

Modelio parametras	Žymėjimas, dimensija	Reikšmė
1	2	3
Vagono kėbulo masė	M_k , kg	38 000
Vežimėlio masė	M_v , kg	2 600
Aširačio masė	M_a , kg	1 750
Bėgio masė (1 m)	M_b , kg/m	65
Pabėgio masė	M_{pb} , kg	200
Sankasos balasto masė	M_{snk} , kg	300
Vagono kėbulo masių inercijos momentas x ašimi	J_{kx} , $\text{kg} \times \text{m}^2$	50 000
Vagono kėbulo masių inercijos momentas y ašimi	J_{ky} , $\text{kg} \times \text{m}^2$	2 310 000
Vežimėlio masių inercijos momentas x ašimi	J_{vx} , $\text{kg} \times \text{m}^2$	1 800
Vežimėlio masių inercijos momentas y ašimi	J_{vy} , $\text{kg} \times \text{m}^2$	2 000
Aširačio masių inercijos momentas x ašimi	J_{ax} , $\text{kg} \times \text{m}^2$	420
Pabėgio inercijos momentas x ašimi	J_{pbx} , $\text{kg} \times \text{m}^2$	90
Pirminės pakabos pakopos elemento standumas	K_p , N/m	1 100 000
Pirminės pakabos pakopos elemento slopinimas	C_p , N×s/m	13 052

2.1 lentelės pabaiga

1	2	3
Antrinės pakabos pakopos elemento standumas	K_a , N/m	600 000
Antrinės pakabos pakopos elemento slopinimas	C_a , N×s/m	17 220
Herco kontakto standumo koeficientas	C_H , N/m ^{3/2}	$9,4 \times 10^{10}$
Bėgio standumas	K_b , N/m	$4,4 \times 10^7$
Pabėgio tarpinės standumas	K_{pb} , N/m	$1,2 \times 10^7$
Pabėgio tarpinės slopinimas	C_{pb} , N×s/m	45 000
Kelio sankasos balasto standumas	K_{snk} , N/m	4×10^7
Kelio sankasos balasto slopinimas	C_{snk} , N×s/m	50 000
Kelio sankasos subbalasto standumas	K_0 , N/m	5×10^7
Kelio sankasos subbalasto slopinimas	C_0 , N×s/m	40 000
Pusė atstumo tarp vagono vežimėlių šerdesų	l_k , m	8,5
Pusė atstumo tarp vieno vežimėlio aširačių ašių	l_v , m	1,25
Pusė atstumo tarp pirminės pakabos elementų tvirtinimo vietų	l_p , m	0,8
Pusė atstumo tarp antrinės pakabos elementų tvirtinimo vietų	l_p , m	0,8
Pusė pabėgio pločio	l_{pb} , m	1,2
Rato riedėjimo spindulys	R , m	0,4505
Rato pažaidos – iščiūožos gylis	h , m	0,001
Iščiūožos užapvalinimo kreivės spindulys	r , m	0,1

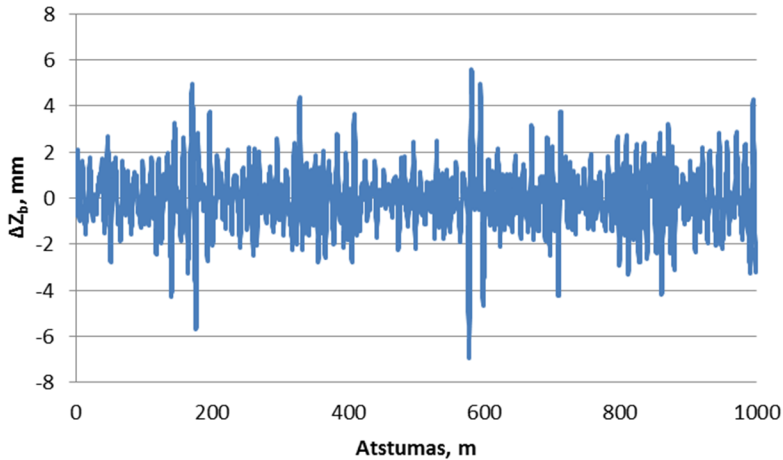
Modelyje vertinami išmatuoti realūs kelio nelygumai. Matavimai atlikti kelio atkarpoje Joniškis–Valstybės siena. Matavimo rezultatai įrašomi 0,25 m žingsniu. Viso išmatuota 10 km atkarpa. Skaičiavimams pasirinktas 1 km ruožas prie RAKP posto. Vertikalūs kelio nelygumai pateikti 2.10 paveiksle.

Bendras keleivinio vagono su rato iščiūoža judančio bėgių keliu su vertikaliais nelygumais modelio vaizdas MATLAB/Simulink programinėje aplinkoje pateiktas 2.11 paveiksle.

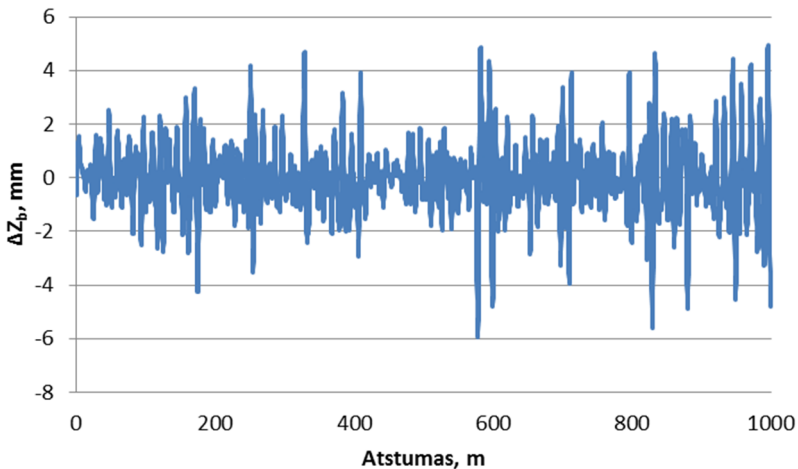
1-ajame (2.11 pav.) modelio bloke modeliuojami bėgių kelio nelygumai ir ratų pažaidos, o gauti duomenys persiunčiami į 2-ąjį bloką, kuriame įvertinamas rato/bėgio kontakto buvimas/nebuvimas ir skaičiuojamos kontaktinės jėgos. Duomenys perduodami pagrindinį 4-ąjį bloką visų dinaminės sistemos elementų tarpusavio sąveikai įvertinti. Vėliau gauti šių elementų vertikalūs poslinkiai, greičiai ir pagreičiai realiu laiku apdorojami 3-jame bloke. Išvesties duomenys

atvaizduojami ekrane ir įrašomi į duomenų bazę. Norint gauti tikslesnius rezultatus pasirinkta 20 tūkst. iteracijų per sekundę. Modelio imituojama vagono važiavimo trukmė 10 sekundžių.

a)

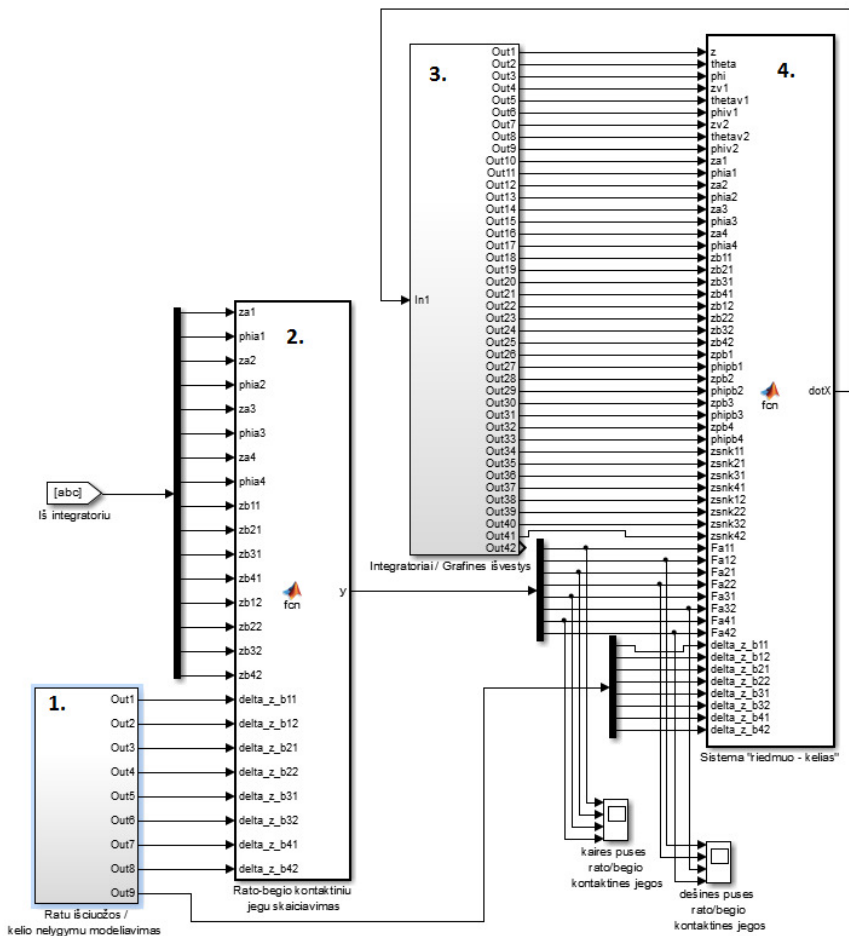


b)



2.10 pav. 1 km kelio atkarpos bėgių vertikalių nelygumų diagramos: a) kairė pusė; b) dešinė pusė

Fig. 2.10. Diagram of track vertical irregularities of 1 km distance: a) left side; b) right side



2.11 pav. Keleivinio vagono su rato iščiuoža 53 LL matematinio vertikalųjų svyravimų modelio schema, aprašyta su *MATLAB/Simulink* programiniu paketu

Fig. 2.11. General view of 53 DOF model of vertical oscillations of passenger car with wheel flat in software package *MATLAB/Simulink* environment

2.3. Dinaminės sistemos virpesių savųjų dažnių parametrų nustatymas

Vagono važiavimo charakteristikos tiesiogiai priklauso nuo jo konstrukcijos elementų savųjų virpesių dažnių. Didžiausią įtaką tam turi vertikalųjų jėgų modelyje naudojami vagono elementų inertiškumo, pirminės ir antrinės pakabos pakopų standumo ir slopinimo parametrai. Savųjų virpesių dažnių nusta-

tymas suteikia daug informacijos apie sistemos „riedmuo–kelias“ galimą būseną. Šiame skyriuje nustatyti nuosavi keleivinio vagono elementų (kėbulo, vežimėlių ir aširačių) ir bėgių kelio virpesių dažniai ir palyginti su kitų tyrėjų sukurtų modelių gautais rezultatais. Pirminiam dinaminės sistemos stabilumui įvertinimui tikslinga naudoti tikrinių reikšmių analizę. Vertikaliųjų jėgų modelį aprašančios judėjimo lygtys (2.1)–(2.25) užrašomos matricine forma be išorinių jėgų:

$$[M_v]\{\ddot{z}\} + [C_v]\{\dot{z}\} + [K_v]\{z\} = 0, \quad (2.99)$$

čia $[M_v]$ – vagono modelio masių matrica; $[C_v]$ – slopinimo matrica; $[K_v]$ – standumo matrica; $\{z\}$ – vertikalojo poslinkio vektorius. K_v masių, slopinimo ir standumo matricos pateiktos prieduose.

Dinaminės sistemos tikrinės reikšmės nustatomos charakteringosios lygties determinantą prilyginus nuliui (Golokvosčius 2004):

$$\det\{[M_v]\lambda^2 + [C_v]\lambda + [K_v]\} = 0, \quad (2.100)$$

čia λ – tikrinė reikšmė.

Naudojant kompiuterinį matematinių skaičiavimų paketą MATLAB, atliekamas dinaminę sistemą aprašančių netiesinių diferencialinių lygčių sistemos (2.100) linearizavimas. Gautos savųjų ir slopinamųjų virpesių dažnių reikšmės pateiktos 2.2 lentelėje.

2.2 lentelė. Vagono dinaminio modelio savieji dažniai

Table 2.2. Eigenfrequencies of wagon dynamic system

Svyravimo tipas	Savieji virpesių dažniai, Hz	Santykinis slopinimo koeficientas, ζ	Savieji slopinamųjų virpesių dažniai, Hz
Kėbulo sukimasis y ašimi	0,78	0,116	0,778
Kėbulo poslinkiai z ašimi	1,11	0,157	1,098
Kėbulo sukimasis x ašimi	1,38	0,248	1,335
Vežimėlio sukimasis y ašimi	127,63	0,66	95,65
Vežimėlio poslinkiai z ašimi	127,24	0,65	96,92
Vežimėlio sukimasis x ašimi	205,06	0,62	160,74
Aširačio sukimasis x ašimi	419,02	0,13	415,39
Aširačio poslinkiai z ašimi	424,71	0,12	421,76

Kaip matyti iš 2.2 lentelės, aširačių nuosavi virpesiai ženkliai skiriasi nuo kėbulo virpesių, tai daro įtaką pirminės ir antrinės pakabos pakopų elementų standumui ir slopinimui. Be važiuoklės parametrų, nuosaviems vagono virpesiams taip pat daro įtaką ir geležinkelio kelio standumas, kurio pokyčiai priklauso nuo aplinkos temperatūros. Iš eksperimentinių tyrimų, buvo nustatyta, kad geležinkelio kelio standumas vasarą ir žiemą vidutiniškai skiriasi 10 % (žr. 4 skyrių). Atlikus atitinkamų pradinių įvesties duomenų korekciją ir atlikus skaičiavimus buvo nustatyti vagono dinaminio modelio savieji virpesių dažniai esant kelio standumui žiemos metu. Skaičiavimo rezultatai pateikti 2.3 lentelėje.

2.3 lentelė. Sistemos „riedmuo–kelias“ dinaminio modelio savieji dažniai žiemą ir vasarą

Table 2.3. Eigenfrequencies of dynamic system “vehicle–track” in winter and summer

Svyravimo tipas	Savieji virpesių dažniai, Hz		Skirtumas
	žiemą	vasarą	
Kėbulo sukimasis y ašimi	0,782	0,780	0,002
Kėbulo poslinkiai z ašimi	1,115	1,110	0,005
Kėbulo sukimasis x ašimi	1,384	1,380	0,004
Vežimėlio sukimasis y ašimi	134,01	127,63	6,38
Vežimėlio poslinkiai z ašimi	133,68	127,24	6,44
Vežimėlio sukimasis x ašimi	127,00	121,12	5,88
Aširačio sukimasis x ašimi	439,54	419,02	20,52
Aširačio poslinkiai z ašimi	446,84	421,76	25,08
Bėgio poslinkiai z ašimi	669,10	637,38	31,72
Pabėgio poslinkiai z ašimi	215,19	205,06	10,13
Pabėgio sukimasis x ašimi	194,19	184,64	9,55
Balasto poslinkiai z ašimi	118,72	113,16	5,56

Kaip matyti iš 2.3 lentelės DSRK savųjų dažnių reikšmės žiemą yra vidutiniškai 5 % didesnės nei vasarą.

Nustatyti dinaminės sistemos savieji dažniai 2.2 lentelėje palyginami su kitų mokslininkų sukurtų dinaminio modelių (Rajib 2012) ir atliktų eksperimentinių matavimų savaisiais dažniais McClanachan *et al.* 2002) pateikti 2.4 lentelėje.

Aširačių vertikalų svyravimų savieji dažniai nuo kitų mokslininkų modelių dažnių skiriasi tik 0,33 %, tačiau kitų elementų savieji dažniai ženkliai skiriasi, nes kiti tyrėjai nagrinėja tik prekinių vagonų savųjų virpesių dažnius. Milžiniški skirtumai atsiranda dėl skirtingų modelių slopinimo ir standumo elementų kiekio, jų išdėstymo bei jų parametrų, nagrinėjamų modelių dedamųjų masių, važiavimo greičių ir t. t.

2.4 lentelė. Vagono dinaminio modelio savųjų dažnių palyginimas su kitų tyrėjų rezultatais

Table 2.4. Comparison of eigenfrequencies of wagon dynamic system with the other researchers' results

Svyravimo tipas	Apskaičiuotieji autoriaus savieji virpesių dažniai, Hz	Savieji virpesių dažniai, Hz pagal Rajib 2012	Savieji virpesių dažniai, Hz pagal McClanach 2002
Kėbulo sukimasis y ašimi	0,784	2,03	0,63
Kėbulo poslinkiai z ašimi	1,11	2,75	2,3
Kėbulo sukimasis x ašimi	1,38	4,78	1,7
Vežimėlio sukimasis y ašimi	127,63	137,39	–
Vežimėlio poslinkiai z ašimi	127,24	155,74	–
Vežimėlio sukimasis x ašimi	121,12	405,15	–
Aširačio sukimasis x ašimi	419,02	312,06	–
Aširačio poslinkiai z ašimi	421,76	423,16	–

2.4. Antrojo skyriaus išvados

1. Sukurtas išplėstinis vertikalų jėgų vagono ir kelio statinio sąveikos matematinis modelis, įvertinantis geležinkelio kelio viršutinės konstrukcijos, važiuojančio vagono važiuoklės ir kėbulo svyravimų parametrus. Matematinis modelis įgalina tiksliau nustatyti vagono elementų tarpusavio sąveiką įvertinant kelio elementų parametrų pokyčius.
2. Sukurtas keleivinio vagono su ratų pažaidomis dinaminis modelis MATLAB/Simulink programinio paketo aplinkoje leidžiantis tiksliau aprašyti važiuoklės ir pakabos parametrų įtaką traukinio važiavimo tolygumui.

3. Nustatytos vagono sudedamųjų elementų savųjų ir slopinamųjų virpesių dažnių charakteristikos ir jos palygintos su kitų šalių mokslininkų analogiškų tyrimų rezultatais. Taip pat nustatyti savųjų virpesių dažnių pokyčiai kintant aplinkos sąlygoms (oro temperatūrai). Žiemos metu dinaminės sistemos „riedmuo–kelias“ elementų savųjų dažnių reikšmės yra vidutiniškai 5 % didesnės nei vasarą.

Keleivinio vagono virpesių skaitiniai tyrimai

Šiame skyriuje pateiktų tyrimų tikslas – įvertinti rato riedėjimo pažeidų ir kelio nelygumų įtaką visiems vagono elementų (kėbulo, vežimėlių ir aširačių) virpesiams esant skirtingiems važiavimo greičiams, bei aplinkos sąlygoms, taip pat nustatyti racionalius pakabos tampriųjų ir virpesių slopinimo elementų parametrus šiems virpesiams sumažinti.

Skyriaus tematika paskelbtos trys publikacijos (Balevičius *et al.* 2014, Dižo *et al.* 2016, Sankauskas *et al.* 2016).

3.1. Vibracijos vertinimo kriterijai ir leidžiami vibracijos parametrai

Vagonui judant geležinkelio keliu, vyksta nuosavi ir priverstiniai svyravimai. Priverstiniai svyravimai atsiranda dėl bėgių kelio nelygumų arba dėl vagono ratų pažeidų (iščiūožų, ištrupų). Tokie defektai sukelia priverstinius riedmens važiuoklės svyravimus, kurių poveikis kėbului perduodamas per pirminę ir antrinę pakabą. Šių svyravimų pasikartojimas yra vadinamas vagonų vibracija ir gali neigiamai paveikti keleivių komfortą. Vibracijos blogina keleivių savijautą, be to, mažina keleivius aptarnaujančio personalo darbingumą. Taigi bū-

tina įvertinti vibracijos intensyvumą, atsižvelgiant į jos žalingą poveikį žmogui. Mažinant bendrą vibracijos lygį būtina atsižvelgti į vibracijų dažnius, kadangi kai kurie vibracijų dažniai itin žalingi žmogaus organizmui. Vibracijos ir triukšmo poveikis keleiviui lemia jo kelionės komfortą, kurį nusako visas kompleksas parametrų – vibracijos dažnis ir amplitudė, triukšmo lygis, oro drėgnumas bei temperatūra ir kt. (Maskeliūnaitė *et al.* 2009).

Vertinant riedmenų vibracijos lygį ir atsižvelgiant į keleivių patogumą galima naudotis Šperlingo tolygios eigos rodikliu (Graa *et al.* 2015):

$$W_z = \left(\sum_{i=1}^{n_f} W_{z_i}^{10} \right)^{\frac{1}{10}}, \text{ čia } W_{z_i} = \left[a^2 B(f_i)^2 \right]^{\frac{1}{6,67}}, \quad (3.1)$$

čia a – pagreitis, cm/s^2 , f – vibracijos dažnis, Hz, o $B(f)$ – dažnio ir vibracijos krypties koeficientas, veikiantis keleivio savijautą:

$$B(f) = k \sqrt{\frac{1,911f^2 + (0,25f^2)^2}{(1 - 0,277f^2)^2 + (1,563f - 0,0368f^3)^2}}, \quad (3.2)$$

čia $k = 0,737$, kai svyravimai horizontalūs ir $0,588$ kai svyravimai vertikalūs.

Apskaičiuoti remiantis (3.1)–(3.2) tolygios eigos rodikliai lyginami su standartine vertinimo skale. Pagal lyginamuosius rezultatus galutinai įvertinama vagono važiuoklės kokybė.

3.1 lentelėje pateiktos W_z rodiklio reikšmės, naudojamos tolygiai riedmenų eigai vertinti.

3.1 lentelė. Rodiklio W_z reikšmės tolygiai riedmenų eigai vertinti

Table 3.1. Values of index W_z for evaluation of vehicle running smoothness

Eil. Nr.	Eigos pobūdis	W_z reikšmė
1	Labai gera	2,0
2	Gera	2,0–2,5
3	Pakankama keleiviniams vagonams	2,5–3,0
4	Ribinė keleiviniams vagonams	3,0–3,25
5	Ribinė lokomotyvams	3,5–3,75
6	Ribinė atsižvelgiant į žmogaus fiziologiją	4,5

Vibracija daro žalingą poveikį žmogaus klausai, regėjimui, kraujotakai, nervų sistemai, taip pat smegenų veiklai.

3.1.1. Vibracijos vertinimo kriterijai ir metodika

Universaliais laikomi šie parametrai, apibūdinantys vibracijos poveikį žmogaus organizmui:

1. Vidutinis kvadratinis vibracijos pagreičio dydis, taip pat sinusoidinių vibracijų amplitudė.
2. Smūginio veikimo koeficientas, lygus maksimalios reikšmės ir vidutinės kvadratinės reikšmės santykiui. Jo dydis ne didesnis kaip 4.
3. Pagreičio kitimo intensyvumas, išreiškiamas $(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$.
4. Vibracijos jautrumo izolinijos arba sėdinčio keleivio tolygaus organizmo sužadinimo kreivės vertikalėmis vibracijomis.
5. Maksimalus žmogaus jautrumas vibracijoms 4–8 Hz diapazone, kada žmogaus organizme gali įvykti rezonansas.
6. Tam tikro dažnio vibracijos trukmės poveikis organizmui, pvz., 1 Hz.

Žmogaus organizmo būklės pokytį nuo vibracijos galima įvertinti vibravimo energija E , perduota organizmui per laiką T :

$$E = v^2 T |z|, \quad (3.3)$$

čia v ir $|z|$ – atitinkamai vibravimo greitis ir įeinančio impedanso modulis sužadinimo jėgos pridėties taške.

Sandauga $v^2 |z|$ yra galia, kurią sudaro aktyvioji dedamoji, sugerama organizmo ir plintanti kaip šiluma, ir reaktyvioji, grįžtanti į vibracijos šaltinį.

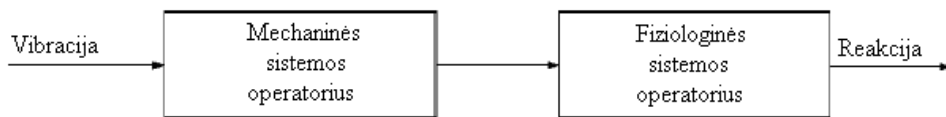
Vibracijos vertinimo kriterijumi galima naudoti sklaidos galią Q_R :

$$Q_R = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T F(t) v(t) dt, \quad (3.4)$$

čia $F(t)$ ir $v(t)$ – jėgos ir greičio pakitimai pagal laiko funkciją žmogaus kontakto vietoje su vibracijos šaltiniu.

Sudarant vibracijos vertinimo metodikas keleiviui, labai svarbu ką pasirinkti: atskiras dažnių juostas ar integralines visam dažnių diapazonui. Standartas ISO teikia pirmenybę integraliniam vertinimui, remiantis vibracijos jutimo izolinijomis.

Vibracijos poveikį žmogui galima pateikti blokine schema, pateikta 3.1 paveiksle.



3.1 pav. Vibracijos poveikio žmogui blokinė schema

Fig. 3.1. Block diagram of vibration effects on human

Kur vibracijos išreikštos nuosekliai mechaninės sistemos linijiniu operatoriumi ir nelinijiniu fiziologinės sistemos. Pagal šią metodiką poveikis organizmui vertinamas nustatant galvos pagreičius.

3.2 lentelėje pateiktos organizmui leidžiamos vibracijos trukmių reikšmės.

3.2 lentelė. Leidžiama vibracijos trukmė τ_d organizmui

Table 3.2. Permissible duration of vibration τ_d for organism

Ss, m/s ²	τ_d , min., pagal ISO standartą
0,12	1440
0,18	960
0,27	600
0,315	480
0,38	378
0,53	240
0,71	150
0,95	96
1,18	60
1,5	40
1,8	25
2,13	16
2,36	10
2,65	6,3

Pagreičiai žmogaus galvos ir sėdynės lygiuose yra susiję išraiška:

$$S_g = S_s g_r(v), \quad (3.5)$$

čia $g_r(v)$ – santykio koeficiento modulis; S_g, S_s – vidutiniai kvadratiniai pagreičiai atitinkamai galvos ir sėdynės lygyje.

Išraiška, pagal kurią nustatoma leidžiama vibracijos trukmė žmogaus organizmui, priklausomai nuo kūno vidutinio kvadratinio pagreičio sėdynės lygyje, atodo taip:

$$\tau_d = \sum \varphi_1 S_m^{\alpha 1}, \text{ min.}, \quad (3.6)$$

čia φ_1 – funkcija, priklausanti nuo pastovių koeficientų; $S_m^{\alpha 1}$ – dažnio charakteristikos funkcija.

Analogiška priklausomybė gali būti gauta naudojant empirinę formulę:

$$\tau_d = 10^{-3} (2,96 S_s^{0,827} + 8,51 + 0,235 S_s^{6,33}). \quad (3.7)$$

3.1.2. Leidžiami vibracijos parametrai

Galima daryti išvadą apie tai, kad žmogaus organizmui labiausiai kenksmingi dažniai 4–8 Hz diapazone.

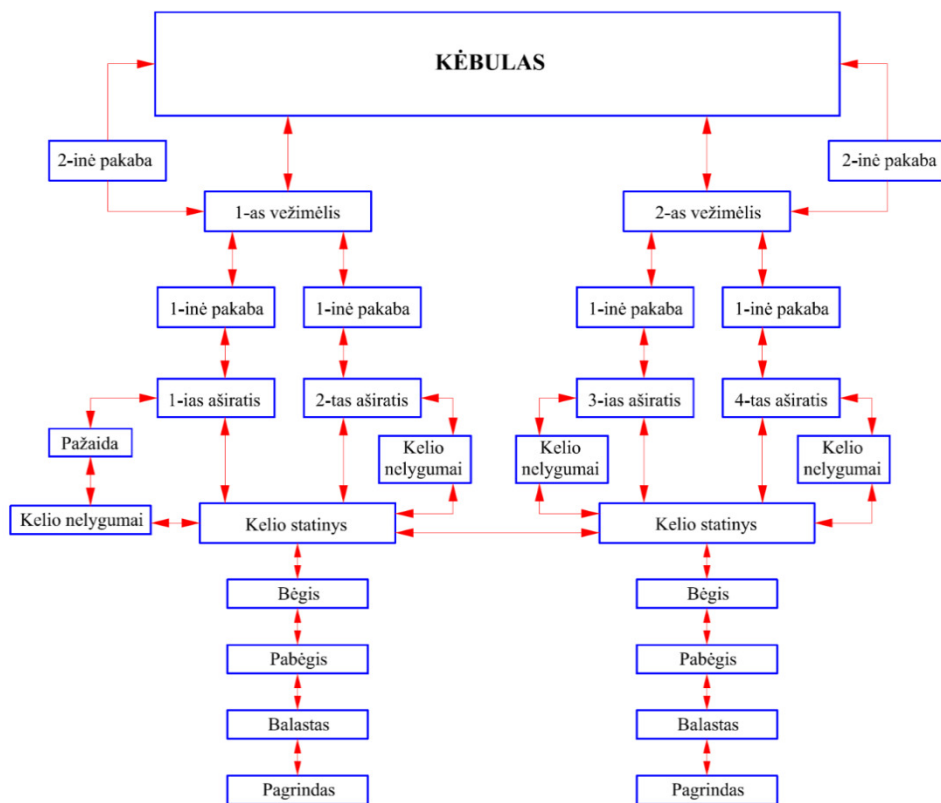
Norint garantuoti būtiną komfortą keleiviniuose vagonuose, tolygios eigos koeficientas privalo būti $W_Z = 2,0\text{--}2,5$.

Taigi, apibendrinus vibracijos poveikį žmogaus organizmui, t. y. jo sveikatai ir patogiai jausenai vagone, galima konstatuoti, kad vibracija yra sunkiausiai kontroliuojama ir sunkiai pasiekiamos leistinos normos vagonuose. Tai priklauso ne tik nuo vagonų konstrukcijos, bet ir nuo kelio būklės. Pastarasis yra pagrindinis virpesių sužadintojas. Mechaniniai virpesiai yra slopinami įvairiausiomis techninėmis-ergonominėmis priemonėmis, tačiau svarbiausias elementas šioje sistemoje yra važiuoklių pakabos (Dailydka 2012). Norint, kad tolygios eigos koeficientas neviršytų leistiną $W_Z = 2,0\text{--}2,5$, o leidžiama vibracijos trukmė ir pagreičiai neviršytų ribų, nurodytų 3.2 lentelėje, būtini atitinkami vagonų važiuoklės ir pakabos parametrai.

3.2. Dinaminės sistemos elementų virpesių tyrimai

Norint įvertinti keleivinio vagono kėbule kylančias vibracijas, kurios daro įtaką keleivių važiavimo komfortui, būtina nustatyti šių virpesių šaltinį ir jų perdavimo kėbului ypatumus. Šiam tikslui ir buvo sukurtas išplėstinis sistemos „riedmuo–kelias“ dinaminis modelis, leidžiantis ištirti visų šios sistemos elementų virpesius. Disertacijos tikslas yra nustatyti dėl riedmens rato su iščiuoža ir bėgio sąveikos veikiančias jėgas ir ištirti šių jėgų poveikį riedmenų judėjimo stabilumui. Kelio nelygumai ir ratų pažeidimai formuoja visos sistemos „ried-

muo – kelias“ virpesius, kurie persiduoda ir riedmens elementams ir kelio statiniui. Šių virpesių sklidimą stengiasi sumažinti pirminės ir antrinės pakabos pakopų tamprieji ir virpesių slopinimo elementai. Virpesių žadinimo schema patekta 3.2 paveiksle.



3.2 pav. Sistemos „riedmuo–kelias“ virpesių žadinimo schema
Fig. 3.2. Scheme of “vehicle–track” vibrations’ excitation system

Ištyrus statistinius duomenis, nustatyta, kad dažniausiai pasitaikanti vagonų ratų pažaida yra iščiuoža (Žygienė 2015). Tyrimui buvo pasirinktos 20 mm ilgio ir 1 mm gylio iščiuožos. Vagono judėjimo greitis tyrimo metu buvo keičiamas nuo 30 km/h iki 160 km/h. Keleivinio vagono važavimo charakteristikos labai priklauso nuo jo konstrukcijos savųjų virpesių dažnių. Didžiausią įtaką tam turi vagono inertiškumo, pakabos standumo ir slopinimo parametrai.

Norint įvertinti priverstinių svyravimų, t. y. rato su pažaida, sukiamą poveikį, reiktų sulyginti gautus svyravimų rezultatus su dinaminės sistemos savai-

siais dažniais. Tolesniuose skaičiavimuose naudoto vagono rato su iščiuoža sukimosi dažnis apskaičiuojamas pagal formulę:

$$n = \frac{1}{T} = \frac{V}{2\pi R}, \quad (3.8)$$

čia V – vagono greitis; r – rato riedėjimo apskritimo spindulys.

Apskaičiuotų dažnių reikšmės pateiktos 3.3 lentelėje.

3.3 lentelė. Rato sukimosi dažnio priklausomybė nuo važiavimo greičio

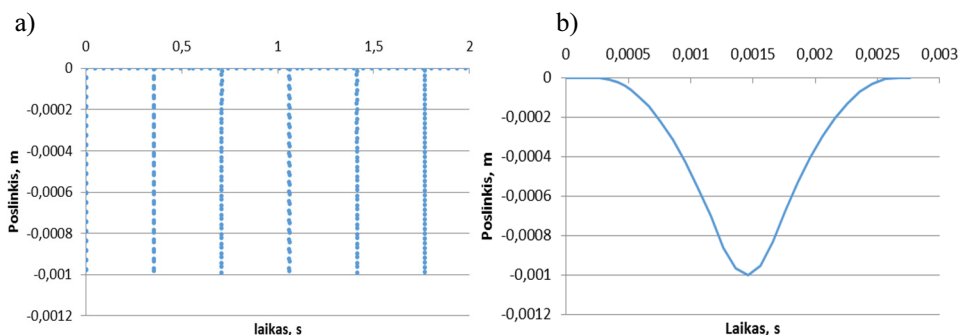
Table 3.3. Wheel rotational frequency dependence on the running speed

Vagono greitis, km/h	30	40	50	60	70	80
Rato sukimosi dažnis, Hz	2,95	3,93	4,91	5,89	6,87	7,85

Toliau nagrinėjant rato iščiuožos sukeltus vagono elementų virpesius būtina išskirti šiuos virpesių dažnius kaip žadinimą.

3.2.1. Keleivinio vagono aširačių vertikalųjų virpesių tyrimas

Vagonui judant lygiu keliu pagrindinius vertikalūs virpesius sukelia aširatis su iščiuoža. Aširačio rato su iščiuoža vertikalaus poslinkio priklausomybė nuo laiko pateikta 3.3 paveiksle, kai vagono greitis yra $v = 30$ km/h, o iščiuožos gylis $h = 0,001$ m ir ilgis $L = 20$ mm.



3.3 pav. Rato su iščiuoža vertikalaus poslinkio priklausomybė nuo laiko:

a) iki 2 s; b) iki 0,03 s

Fig. 3.3. Changes in vertical displacement of wheel with flat over time:

a) at time 0.0–2.0 s; b) at time 0.0–0.03 s

Kadangi išplėstinis sistemos „riedmuo – kelias“ modelis suteikia galimybę įvertinti realius abiejų bėgių kelio nelygumus atskirai, buvo nustatyti visų vagono aširačių vertikalūs virpesiai bei kampiniai pagreičiai judant lygiu keliu ir keliu su realiais nelygumais. 3.4, 3.5 ir 3.6 paveiksluose pateikti aširačių vertikalūs pagreičiai, kai 1-as aširatis yra su 1 mm gylio ir 20 mm ilgio iščiuoža. Vagono judėjimo greitis yra 80 km/h.

3.4 paveiksle matyti rato iščiuožos sukelti aširačių pagreičiai ir jų reikšmių kitimas. Maksimalus 1-ojo aširačio vertikalus pagreitis rato su iščiuoža siekia iki 240 m/s^2 . Lyginant 3.4 a ir 3.4 c paveikslus matyti ženklų kelio nelygumų įtaka 1-ojo ir 2-ojo aširačių vertikaliniams virpesiams. Kaip matyti, didžiausios vertikalų 1-ojo aširačio pagreičių reikšmės išauga 1,2 karto, o 2-ojo aširačio net 25 kartus – iki 169 m/s^2 .

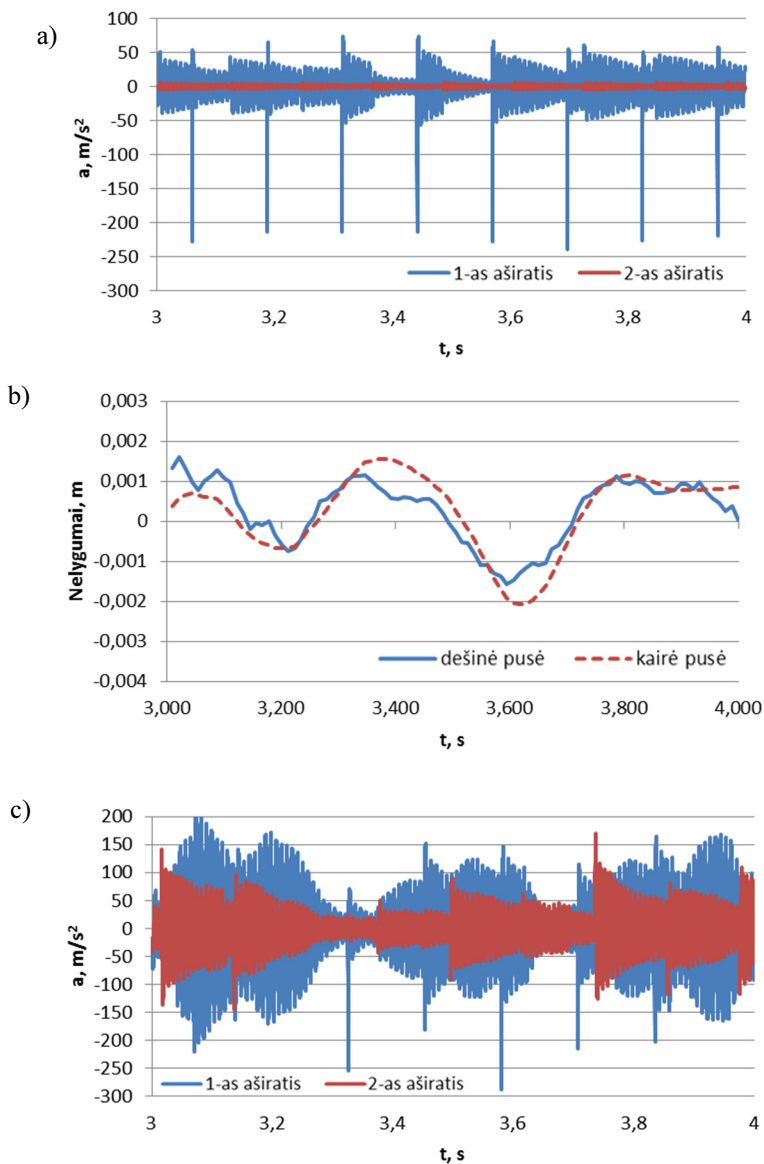
2-ajam aširačiui tik per vagono vežimėlį ir pirminę pakabos pakopą perduodami vertikalūs pagreičiai pateikti 3.5 a paveiksle.

2-ojo aširačio virpesiai, nevertinant keliu sklindančio 1-ojo aširačio mechaninio poveikio, yra nedideli, jų maksimalios reikšmės tesiekia $1,1 \text{ m/s}^2$. Tačiau įvertinus per kelio statinį perduodamus 1-ojo aširačio mechaninius poveikius 2-ajam aširačiui (3.5 b pav.), šio vertikalūs pagreičiai išauga 6 kartus iki $6,4 \text{ m/s}^2$ ir pastebimas nuolatinis žadinimas.

Pastebima, kad 2-ojo aširačio pagreičių pikas pasiekiamas kiek vėliau nei iščiuožos sukeliamas smūgis, tai vyksta dėl pirminės pakabos elementų darbo perduodant vežimėlio svyravimus.

Dar mažesni pagreičiai fiksuojami kito vežimėlio 3-jame ir 4-jame aširačiuose. Šių aširačių vertikalūs pagreičiai pateikti 3.6 paveiksle. Jie perduodami iš 1-ojo vežimėlio tik per pirminę ir antrinę pakabą kėbului, kuris sukelia 2-ojo vežimėlio virpesius, bei per 2-ojo vežimėlio pakabą perduodami aširačiams. 2-ojo vežimėlio 3-iojo ir 4-ojo aširačių vertikalų pagreičių reikšmės praktiškai sutampa ir yra labai mažos. Jos 6×10^5 kartų yra mažesnės nei 1-ojo aširačio su iščiuoža.

1-ojo ir 2-ojo aširačių SAIA pagreičių kitimas laike pateiktas 3.7 paveiksle. Iš 3.7 b grafiko matyti, kad yra nedideli beveik 100 kartų mažesni 2-ojo aširačio SAIA pagreičiai nei 1-ojo aširačio (maksimalios reikšmės neviršija $0,8 \text{ m/s}^2$) tačiau sistemingai atkartojantys 1-ąjį aširatį. 3-ojo ir 4-ojo aširačių SAIA pagreičiai yra labai maži, todėl yra nevertinami. Tačiau įtraukus kelio nelygumus aširačių SAIA vaizdas keičiasi iš esmės (3.7b, 3.7d pav.). Aiškiai matomas papildomai kelio nelygumų sukeltas žadinimas (3.7 b pav.) ir ženkliai išaugę (iki 35 kartų) 2-ojo aširačio SAIA pagreičiai (3.7 d pav.).



3.4 pav. 1-ojo vėžimėlio aširačių vertikalų pagreičių kitimas per 3,0–4,0 s:

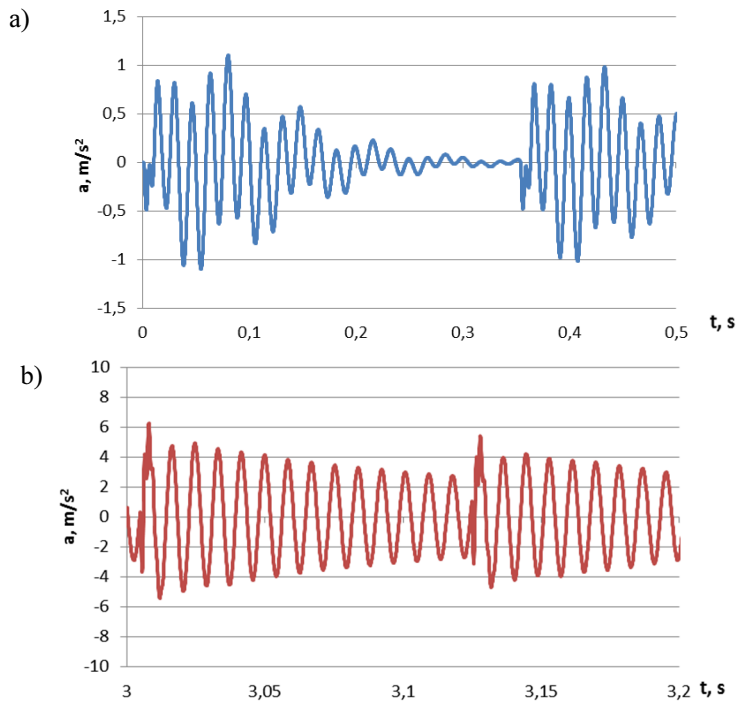
a) 1-ojo ir 2-ojo aširačių esant lygiam keliui; b) kelio nelygumų kitimas;

c) 1-ojo ir 2-ojo aširačių esant keliui su nelygumais

Fig. 3.4. Changes in wheelsets vertical accelerations of the 1st bogie over time 3.0–4.0 s:

a) the 1st and the 2nd wheelset, track without irregularities; b) changes in track

irregularities; c) the 1st and the 2nd wheelset, track with irregularities

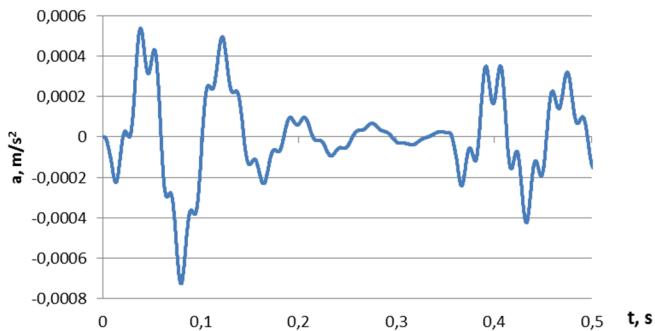


3.5 pav. 2-ojo aširačio vertikalių pagreičių kitimas laike esant lygiam keliui:

a) neįvertinant keliu perduodamo 1-ojo aširačio mechaninio poveikio;

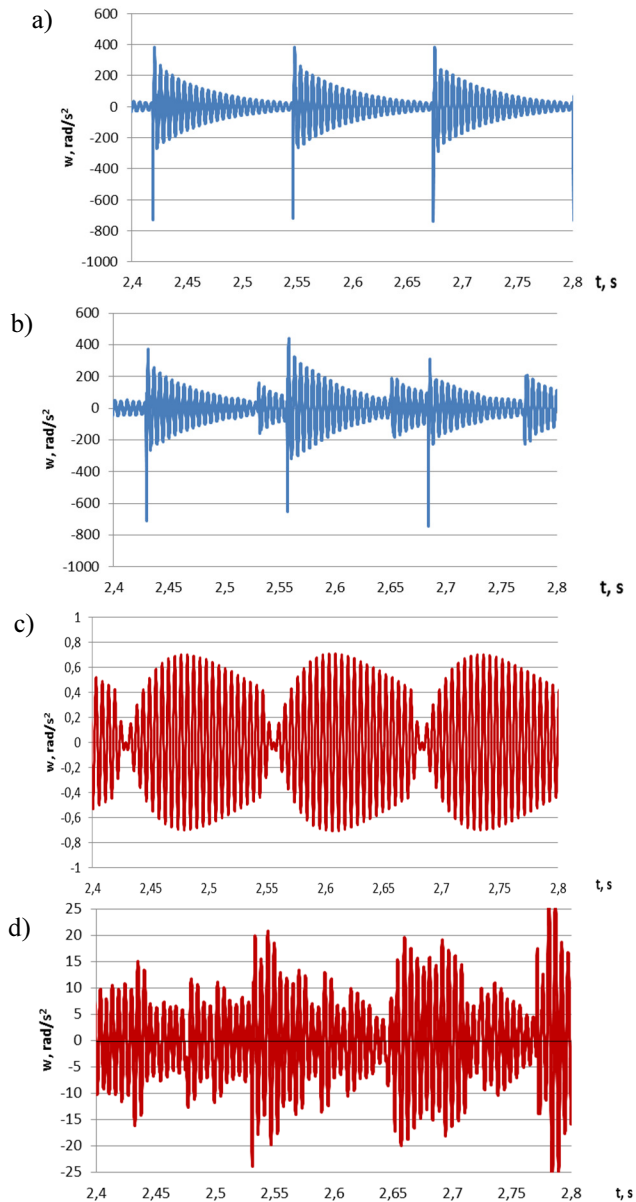
b) įvertinus keliu perduodamą 1-ojo aširačio mechaninį poveikį

Fig. 3.5. Changes in vertical accelerations of the 2nd wheelset over time, track without irregularities: a) the 1st wheelset mechanical impact, transmitted by track, was not evaluated; b) the 1st wheelset mechanical impact, transmitted by track, was evaluated



3.6 pav. 3-ojo ir 4-ojo aširačių vertikalių pagreičių kitimas laike esant lygiam keliui

Fig. 3.6. Changes in vertical accelerations of the 3rd and the 4th wheelset over time, track without irregularities



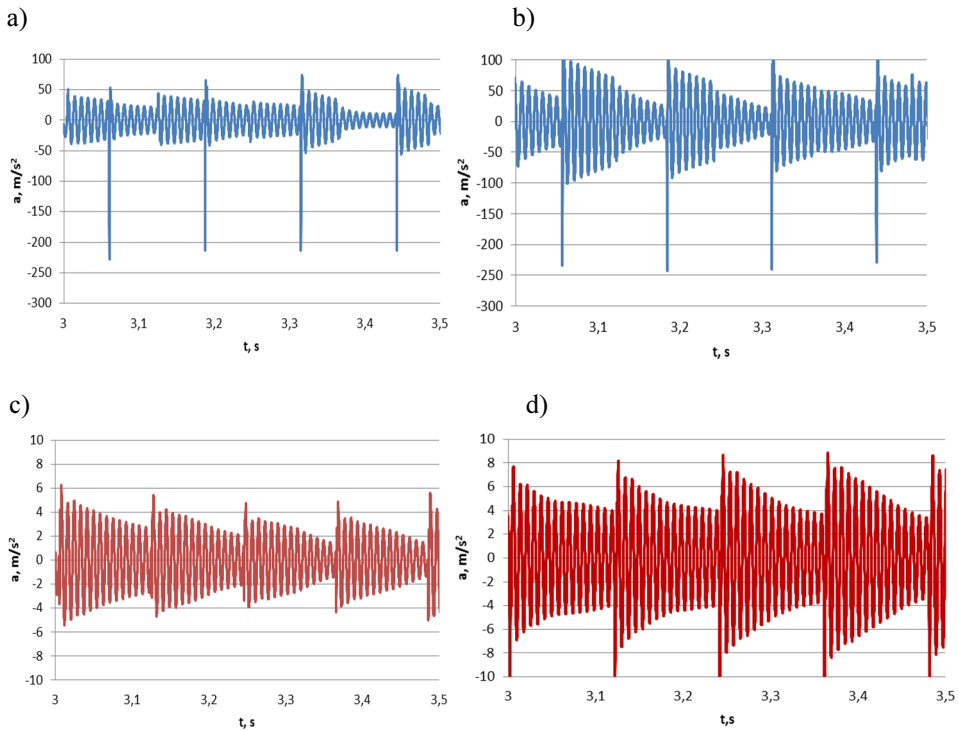
3.7 pav. Aširačių SAIA pagreičių kitimas laike:

a) 1-ojo aširačio esant lygiam keliui; b) 1-ojo aširačio esant keliui su nelygumais;

c) 2-ojo aširačio esant lygiam keliui; d) 2-ojo aširačio esant keliui su nelygumais;

Fig. 3.7. Changes in roll accelerations of wheelsets over time: a) the 1st wheelset, track without irregularities; b) the 1st wheelset, track with irregularities; c) the 2nd wheelset, track without irregularities; d) the 2nd wheelset, track with irregularities

Ekspimentiniais tyrimais (žr. 4 skyrių) buvo ištirti geležinkelio kelio standumo pokyčiai žiemą ir vasarą. Nustatyta, kad kelio standumas žiemą ir vasarą vidutiniškai skiriasi 10 %. Atlikus pradinių įvesties duomenų korekciją, atliktų 1-ojo ir 2-ojo aširačių vertikalų pagreičių skaičiavimų rezultatų esant lygiam keliui palyginimai su ankstesniais skaičiavimais, pateikti 3.8 paveiksle.



3.8 pav. 1-ojo ir 2-ojo aširačių vertikalų pagreičių kitimas laike skirtingais metų laikais per 3,0–3,5 s: a) 1-as aširatis vasarą; b) 1-as aširatis žiemą; c) 2-as aširatis vasarą; d) 2-as aširatis žiemą

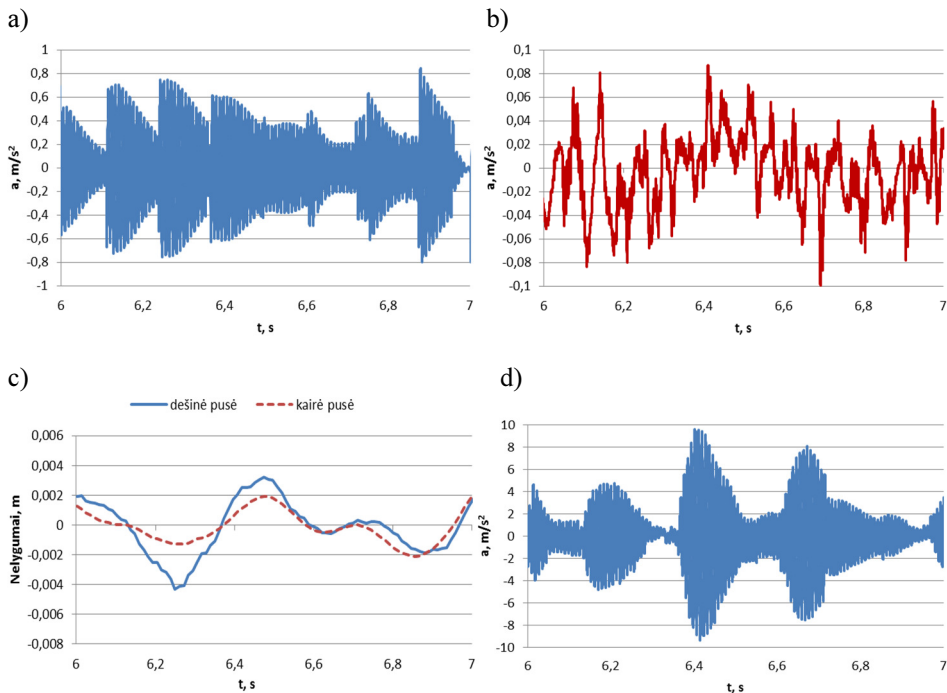
Fig. 3.8. Changes in vertical accelerations of the 1st and the 2nd wheelsets over time 3.0–3.5 s in different seasons of the year: a) the 1st whellset in summer b) the 1st whellset in winter; c) the 2nd whellset in summer; d) the 2nd whellset in winter

Analizuojant 3.8 paveikslą galima teigti, kad žiemos metu esant didesiam kelio statinio standumui vertikalų 1-ojo aširačio su pažaida pagreičių maksimalios reikšmės padidėja iki 11 %, o 2-ojo aširačio net iki 69 %, nes esant didesniai kelio standumui stipriau perduodami mechaniniai poveikiai. Matyti, kad kinta ne tik maksimalios pagreičių reikšmės, bet ir didėja svyravimų amplitudės.

Galima daryti išvadą, kad iščiuožos sukelti smūginiai pagreičiai daro stiprią įtaką pirmojo vėžimėlio aširačių vertikaliesiems virpesiams, tačiau 2-ojo vėžimėlio aširačiams jos poveikis nėra didelis. Didžiulę įtaką aširačių virpesiams turi geležinkelio kelio nelygumai sukurdami papildomą mechaninį poveikį aširačiams. Iš tyrimo matyti, kad būtina įvertinti geležinkelio kelio standumo pokyčius. Šie pokyčiai daro stiprą įtaką aširačių vertikaliesiems virpesiams.

3.2.2. Keleivinio vagono vėžimėlių vertikalųjų virpesių tyrimas

Kelio nelygumų ir rato riedėjimo paviršiaus sukeliama aširačių vertikalūs virpesiai per pirminę pakabos pakopą perduodami vagono vėžimėliams. 1-ojo vėžimėlio svyravimai per antrinę pakabos pakopą ir kėbulą perduodami 2-ajam vėžimėliui. Šių vagono vėžimėlių vertikalūs, SAIA ir SASA pagreičiai judant 80 km/h greičiu pateikti 3.9 ir 3.10 paveiksluose.



3.9 pav. Vagono vėžimėlių vertikalųjų pagreičių kitimas per 6,0–7,0 s:

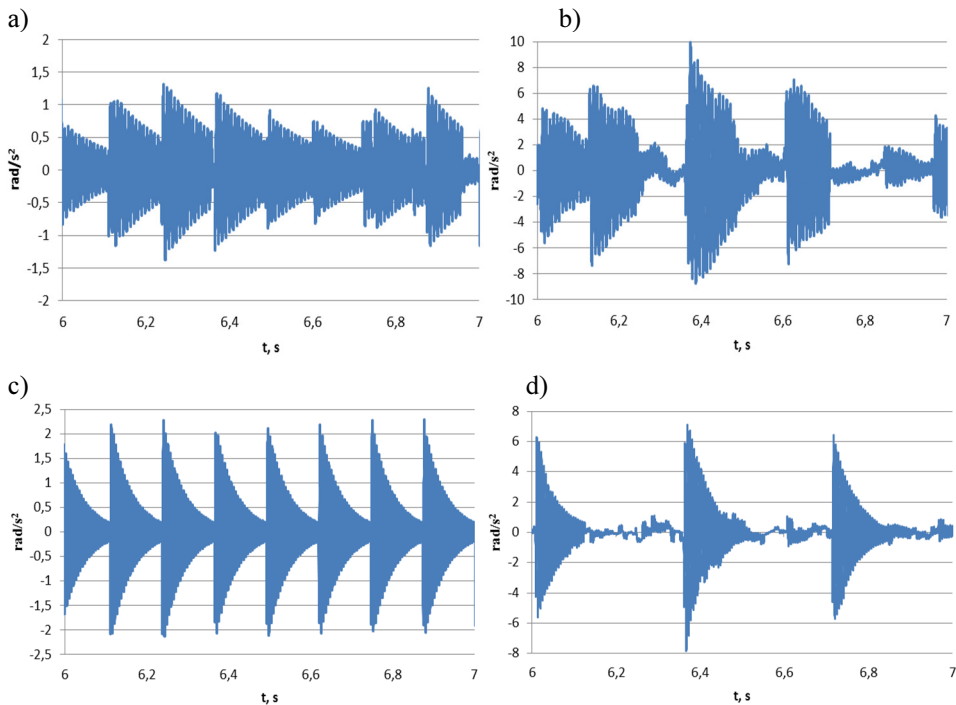
a) 1-ojo vėžimėlio esant lygiam keliui; b) 2-ojo vėžimėlio esant lygiam keliui;

c) kelio nelygumų kitimas; d) 1-ojo vėžimėlio esant keliui su nelygumais

Fig. 3.9. Changes in vertical accelerations of bogies over time 6.0–7.0 s: a) the 1st bogie, track without irregularities; b) the 2nd bogie, track without irregularities; c) changes in track irregularities; d) 1st bogie, track with irregularities

Iš 3.9 a paveikslo matomi vertikalūs, iki $0,8 \text{ m/s}^2$, rato iščiuožos sukelti 1-ojo vėžimėlio vertikalūs svyravimai, kurie per kėbulą ir važiuoklę perduodami 2-jam vėžimėliui (3.9b pav.). Tačiau 2-ojo vėžimėlio svyravimai yra labai maži ($1,1 \times 10^{-2} \text{ m/s}^2$), matomas tik kėbulo judėjimo sukeltas bangavimas. Įvedus realius geležinkelio kelio nelygumus (3.9c pav.), vėžimėlių vertikalių virpesių pagreičiai ženkliai sustiprėja. 1-ojo vėžimėlio vertikalių pagreičių reikšmės išauga iki $9,7 \text{ m/s}^2$.

Važiuojant vagonui geležinkelio keliu, įvertinami ne tik vėžimėlių vertikalūs, bet ir kampiniai poslinkiai – θ_{v1} , θ_{v2} ir ϕ_{v1} , ϕ_{v2} . Šių SAIA ir SASA pagreičių kitimas laike pateiktas 3.10 ir 3.11 paveiksluose.



3.10 pav. Vagono 1-ojo vėžimėlio SAIA ir SASA pagreičių kitimas:

a) $\ddot{\theta}_{v1}$ esant lygiam keliui; b) $\ddot{\theta}_{v1}$ esant keliui su nelygumais;

c) $\ddot{\phi}_{v1}$ esant lygiam keliui; d) $\ddot{\phi}_{v1}$ esant keliui su nelygumais

Fig. 3.10. Changes in roll and pitch accelerations of the 1st bogie of wagon:

a) $\ddot{\theta}_{v1}$, track without irregularities; b) $\ddot{\theta}_{v1}$, when track with irregularities;

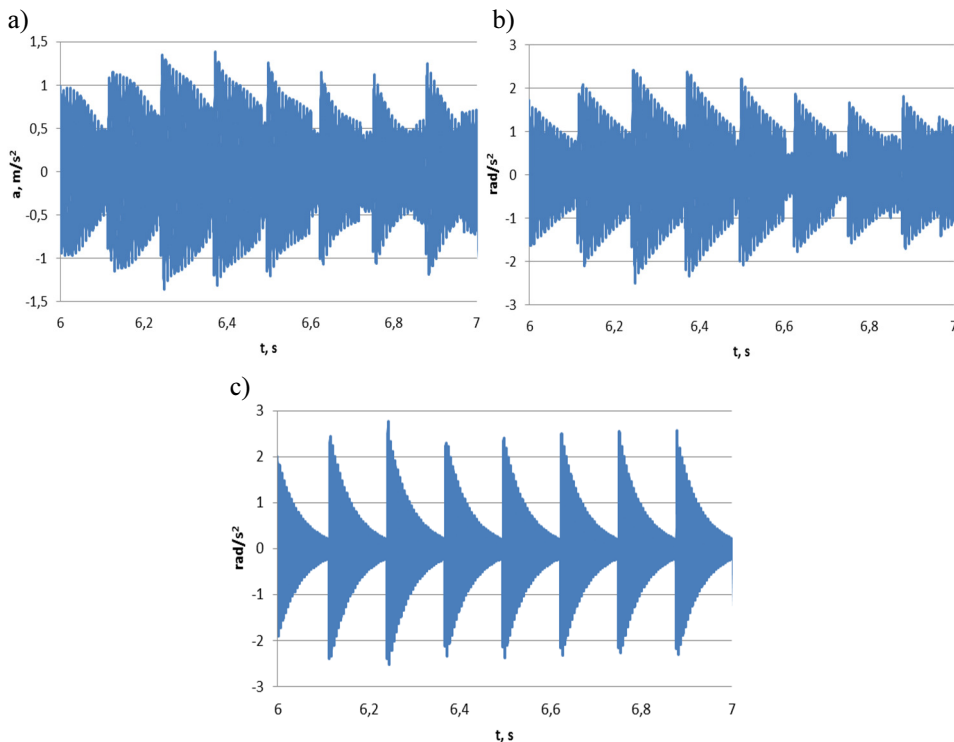
c) $\ddot{\phi}_{v1}$, track without irregularities; d) $\ddot{\phi}_{v1}$, track with irregularities

Žiūrint į 3.10 paveikslą, matyti, kad 1-ojo vėžimėlio SASA ir SAIA pagreičiai judant lygiu keliu stipriai skiriasi lyginant su judėjimu esant keliui su nely-

gumais. Maksimalios šių pagreičių reikšmės išauga nuo 7 kartų (SASA pagreičio) iki 3,5 kartų (SAIA pagreičio).

2-ojo vežimėlio SASA ir SAIA pagreičiai vagonui judant lygiu keliu yra tokie maži (reikšmės nesiekia $2 \times 10^{-3} \text{ rad/s}^2$), kad buvo nevertinami.

Įvertinus geležinkelio kelio standumo pokyčius žiemą, buvo perskaičiuoti abiejų vežimėlių vertikalūs bei kampiniai pagreičiai važiuojant 80 km/h greičiu lygiu keliu. Jie pateikti 3.11 paveiksle.



3.11 pav. 1-ojo vežimėlio pagreičių kitimas per 6,0–7,0 s žiemos metu esant lygiam keliui: a) vertikalus pagreitis; b) SASA pagreitis; c) SAIA pagreitis

Fig. 3.11. Changes in accelerations of the 1st bogie over time 6.0–7.0 s in winter, track without irregularities: a) vertical acceleration; b) pitch acceleration; c) roll acceleration

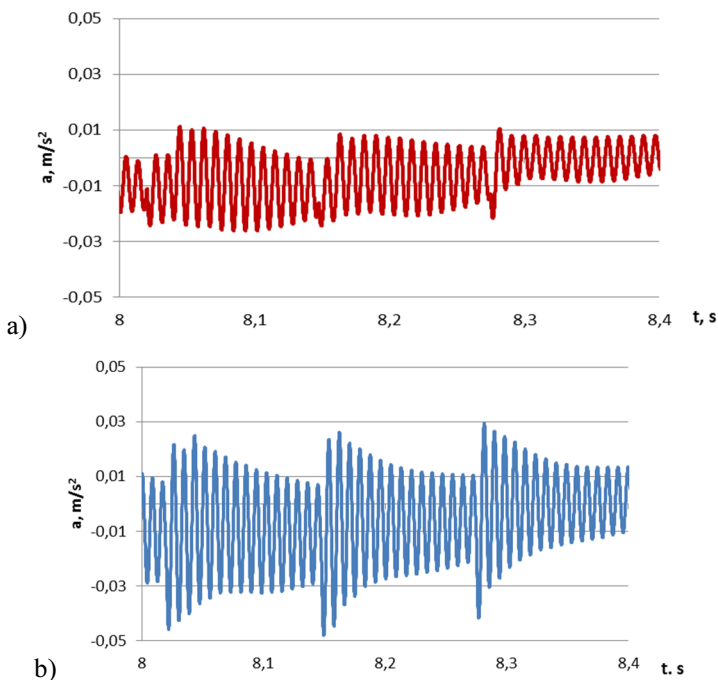
Atlikus 3.9, 3.10 ir 3.11 paveiksluose pateiktų rezultatų analizę, matyti, kad padidėjus kelio statinio standumui žiemos metu, vežimėlio vertikalūs, SASA ir SAIA pagreičiai atitinkamai išauga. Vertikalūs 1-ojo vežimėlio vertikalūs pagreičiai padidėja nuo 0,75 iki 1,4 m/s², SAIA pagreitis nuo 2,3 iki 6,5 m/s², o SASA pagreitis nuo 1,3 iki 4,2 m/s².

Nagrinėjant 3.9–3.11 paveiksluose pateiktus virpesių grafikus matyti, kad iščiuožos poveikis 1-ojo vežimėlio vertikaliesiems ir kampiniams pagreičiams yra pakankamai ryškus, tačiau 2-ojo vežimėlio, iščiuožos sužadinti, virpesiai yra silpnai pastebimi tarp kelio nelygumų sukeltų svyravimų.

Galima daryti išvadą, kad rato iščiuoža daro stiprią įtaką 1-ojo vežimėlio virpesiams, tačiau 2-ajam vežimėliui ji praktiškai nepastebima, virpesiai persiduoda tokie maži, kad jų galima nepaisyti.

3.2.3. Keleivinio vagono kėbulo vertikalų virpesių tyrimas

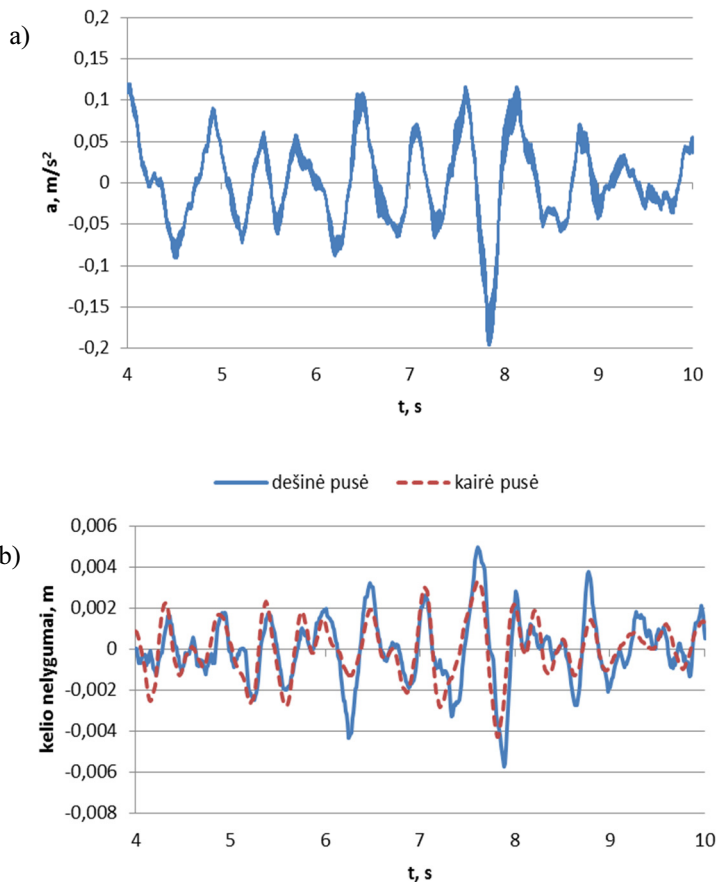
Vagonui judant geležinkelio keliu pagrindinius vertikalūs virpesius sukelia aširatis su iščiuoža ir kelio nelygumai. Šie virpesiai per pirminę pakabą perduodami vagono vežimėliams, o vežimėlių virpesiai perduodami kėbului. Sukurtas DSRK matematinis modelis leidžia nustatyti kelio nelygumų ir rato pažaidų įtaką kėbulo vertikaliesiems ir kampiniams pagreičiams skirtingais metų laikais. Vertikalų kėbulo pagreičių skaičiavimų rezultatai pateikti 3.12 paveiksle.



3.12 pav. Vagono kėbulo vertikalų pagreičių kitimas esant lygiam keliui, per 8,0–8,4 s:
a) vasaros metu; b) žiemos metu

Fig. 3.12. Variation in the vertical accelerations of the car body on the even track in the period of 8.0–8.4 s: a) in summer; b) in winter

Kaip matyti iš 3.12 paveikslo, žiemos metu vagono kėbulas stipriau reaguoja į iščiūožos sukeltus virpesius. Jie yra vidutiniškai yra 1,5 karto didesni nei apskaičiuoti vasaros metu.



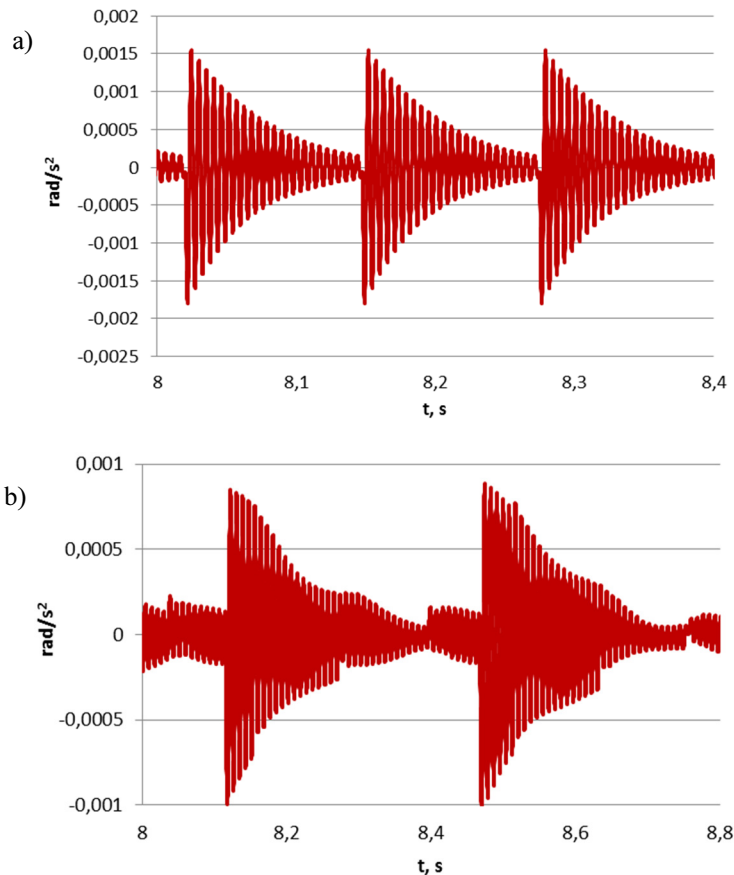
3.13 pav. Vagono kėbulo vertikalųjų pagreičių kitimas: a) esant keliui su nelygumais, per 4,0–10,0 s; b) kelio nelygumai per 4,0–10,0 s

Fig. 3.13. Variation in the vertical accelerations of the car body:

- a) changes in accelerations of the carbody over time 4.0–7.0 s, track with irregularities;
- b) changes in track irregularities over time 4.0–10.0 s

Tačiau įvedus kelio nelygumus, kėbulo virpesiai, sukelti iščiūožos praktiškai išnyksta tarp kelio sukeltųjų virpesių (3.13 pav.). Vagono kėbulo virpesiai tiksliai atkartoja kelio nelygumų pokyčius.

Kėbulo kampinių poslinkių pagreičių kitimas pavaizduotas 3.14 paveiksle.



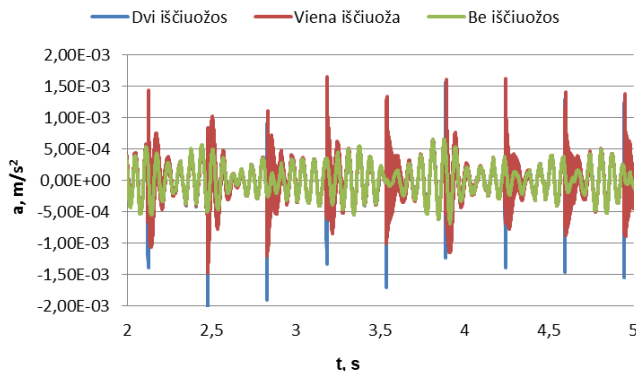
3.14 pav. Vagono kėbulo kampinių pagreičių kitimas vasaros metu esant lygiam keliui:

a) SAIA per 8,0–8,4 s; b) SASA per 8,0–8,8 s;

Fig. 3.14. Changes in accelerations of the carbody in summer, track without irregularities: a) roll acceleration over time 8.0–8.4 s b) pitch acceleration over time 8.0–8.8 s

Įvertinus kelio standumo pokyčius žiemos metu, gauti skaičiavimo rezultatai parodė abiejų kampinių (SASA ir SAIA) pagreičių nežymų padidėjimą – vidutiniškai 10 %. Įvedus kelio nelygumus, pastebima didžiulė jų įtaka SAIA pagreičiui. Jis padidėja iki 20 kartų.

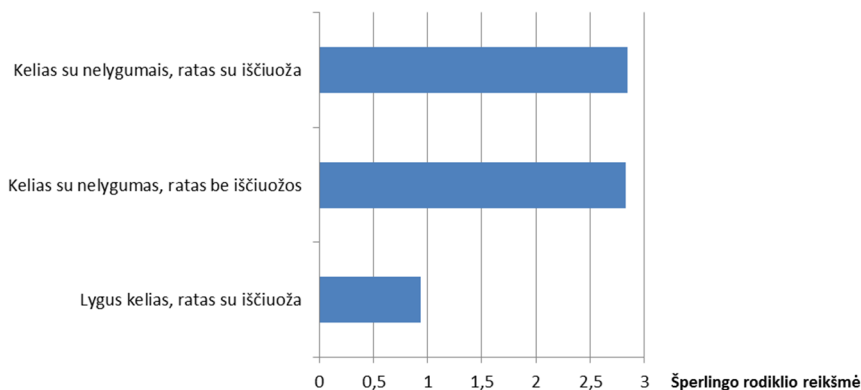
Sukurtas DSRK modelis suteikia galimybę išnagrinėti dviejų ir daugiau rato riedėjimo pažaidų ant to paties ar skirtingų aširačių poveikį kėbulo svyravimams. Tyrimui buvo pasirinkta antra 1 mm gylio ir 20 mm ilgio iščiūža ant 2-ojo vėžimėlio 3-iojo aširačio, tik priešingoje pusėje. Vagono kėbulo vertikalūs pagrečiai ir poslinkiai su viena, dvejomis rato iščiūžtomis ir be jų, pateikti 3.15 paveiksle.



3.15 pav. Vagono kėbulo vertikalų pagreičių kitimas laike esant keliui su nelygumais
Fig. 3.15. Changes in vertical accelerations of the carbody, track with irregularities

Iš 3.15 paveikslo matyti ryškūs iščiūžų sukelti vertikalų pagreičių pikai. Vagono, kurio abu vežimėliai turi tokias pačias pažaidas vertikalūs pagrečiai yra 58 % didesni, negu su viena pažaida ir iki 177 % didesni, negu be pažaidų. Sukurtas išplėstinis modelis suteikia galimybę keisti skirtingų iščiūžų poveikių laiko pradžią pagal jų išsidėstymą ant aširačių.

Modeliavimo metu gautus duomenis apdorojus Furjė transformacijos metodu (4.1) gauta KV kėbulo pagreičių amplitudžių pasikartojimų priklausomybė nuo važiavimo laiko. Turint šiuos duomenis galima įvertinti keleivių važiavimo patogumą Šperlingo tolygiosios eigos rodikliu. Pasinaudojus (3.1) ir (3.2) formulėmis buvo apskaičiuoti vertikalios tolygiosios eigos rodikliai važiuojant KV 80 km/h greičiu. Gautos rodiklių reikšmės pateiktos 3.16 paveiksle.

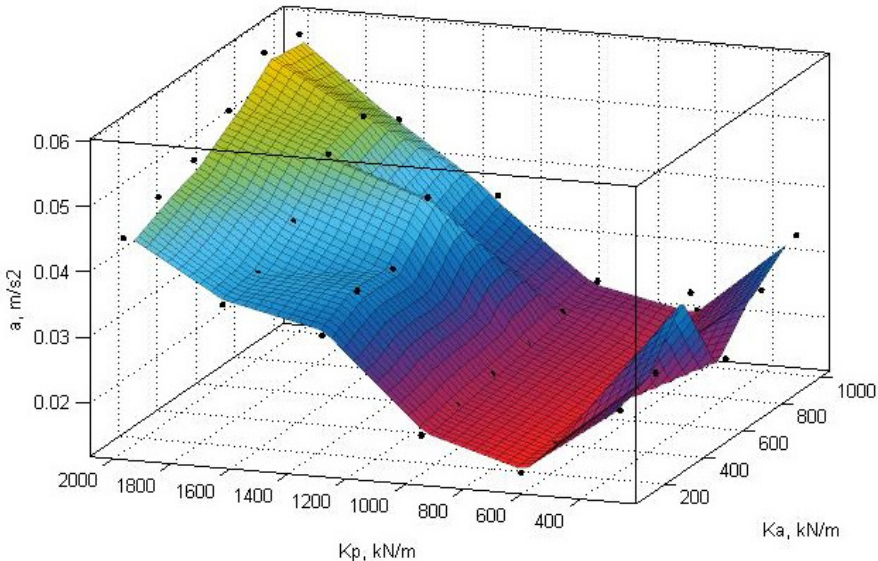


3.16 pav. Šperlingo rodiklio reikšmės
Fig. 3.16. Values of Sperling index

Iš 3.16 paveikslo matyti, kad važiuojant KV su 1 mm gylio ir 20 mm ilgio iščiūža lygiu keliu, tolygiosios eigos rodiklio reikšmės yra labai geros (žr. 3.1 lentelę), tačiau įvedus kelio nelygumus, Šperlingo rodiklį reikšmės išaugo beveik 3 kartus ir priartėjo prie ribinės keleiviniams vagonams.

Mechaniniai virpesiai yra slopinami įvairiausiomis techninėmis-ergonominėmis priemonėmis, tačiau svarbiausias elementas šioje sistemoje yra važiuoklių pakabos. Norint parinkti važiuoklių techninius parametrus, būtina išsiaiškinti kokią įtaką vagono kėbulo virpesiams turi pirminės ir antrinės pakabos standumas ir slopinimas. Šiam tikslui buvo pasitelktas sukurtas išplėstinis modelis. Atlikti per 100 imitacinių važiavimų 160 km/h greičiu. Pasirinktas 1000 m tiesus kelias be nelygumų. Vagono kėbulo svyravimai matuoti pirmojo vežimėlio ir kėbulo sujungimo vietoje.

Norint įvertinti pakabos poveikį vagono kėbulo svyravimams, buvo keičiami pirminės ir antrinės pakabos vertikalios standumo parametrai atitinkamuose diapazonuose. Pirminės pakabos elementų vertikalūs standumas buvo keičiamas intervale nuo 300 kN/m iki 2 000 kN/m. Antrinės pakabos elementų standumas buvo keičiamas nuo 100 kN/m iki 1 000 kN/m. Vagono kėbulo, judant 160 km/h greičiu, svyravimų pagreičių vidurkio priklausomybė nuo pirminės ir antrinės pakabos standumo pateikta 3.17 ir 3.18 paveiksluose.

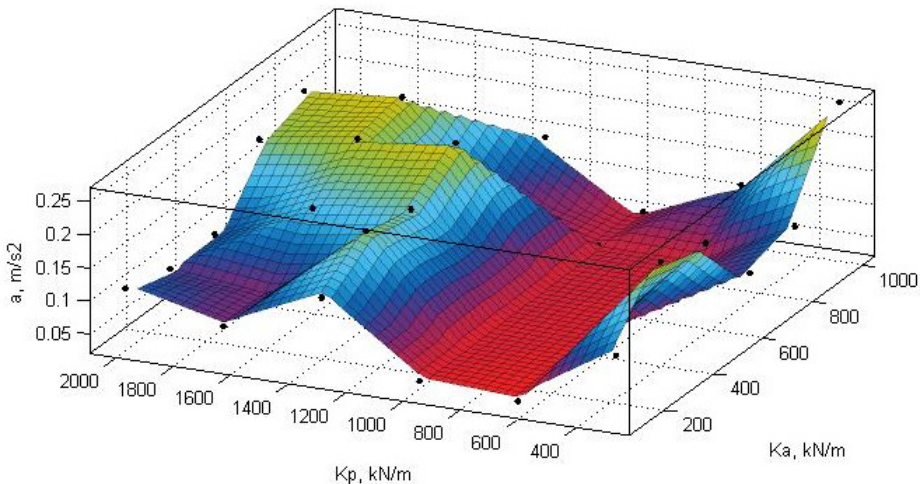


3.17 pav. Vagono kėbulo vertikalų pagreičių vidurkių kitimo priklausomybė nuo pirminės ir antrinės pakabos elementų standumo parametru

Fig. 3.17. Dependence of variation of the car body mean vertical accelerations on the stiffness parameters of primary and secondary suspension elements

Iš paveikslo 3.17 matyti tiesioginė pakabos standumo įtaka kėbulo svyravimams. Mažiausios vertikalų pagreičių vidurkių reikšmės pasiekiamos prie 650–700 kN/m pirminės pakabos standumo parametrų visoms antrinės pakabos standumo reikšmėms. Toliau didėjant K_p tolygiai didėja ir vidutinės kėbulo vertikalų pagreičių reikšmės. Minimalios vertikalų maksimalių pagreičių reikšmės generuojamos esant 650 kN/m pirminės ir 280 kN/m antrinės pakabos standumui (3.17 pav.). Nuo 1 100 kN/m iki 1 500 kN/m pirminės pakabos standumo pastebimas staigus maksimalių pagreičių reikšmių didėjimas. Didžiausio pagreičių vidurkių reikšmės esant didžiausioms abiejų pakabos pakopų standumų reikšmėms.

Maksimalių vagono kėbulo, judant 160 km/h greičiu, vertikalų pagreičio reikšmių priklausomybė nuo pakabos statumo pateikta 3.18 paveiksle.



3.18 pav. Vagono kėbulo vertikalų pagreičių maksimalių reikšmių kitimo priklausomybė nuo pirminės ir antrinės pakabos elementų standumo parametrų
Fig. 3.18. Dependence of variation of the car body maximal vertical accelerations on the stiffness parameters of primary and secondary suspension elements

Iš 3.18 paveikslo matyti, kad maksimalios vagono kėbulo vertikalų pagreičių reikšmės gali būti pasiekiamos ir prie žemų (400–500 kN/m) pirminės pakabos standumo reikšmių, su sąlyga, kad antrinės pakabos standumo reikšmės viršys 900 kN/m.

Iš tyrimo matyti, kad geriausiai slopinami iščiūožos sukelti vagono kėbulo vertikalūs virpesiai esant 640–980 kN/m pirminės ir 100–480 kN/m antrinės pakabos elementų standumų reikšmėms.

3.3. Rato su pažaida vertikalios smūgio jėgos bėgiui priklausomybių tyrimas

Pasinaudojus sukurtu išplėstiniu dinaminio sistemos „riedmuo–kelias“ modeliu ir atlikus per 100 imitacinių važiavimų keičiant rato iščiuožos parametrus, buvo nustatyta keleivinio vagono rato su pažaida vertikalios smūgio jėgos bėgiui priklausomybė nuo kelio standumo. Iš eksperimentinių tyrimų buvo nustatyta, kad geležinkelio kelio standumas vasarą ir žiemą vidutiniškai skiriasi 10 % (žr. 4 skyrių). Gauti rezultatai pateikti 3.4 lentelėje.

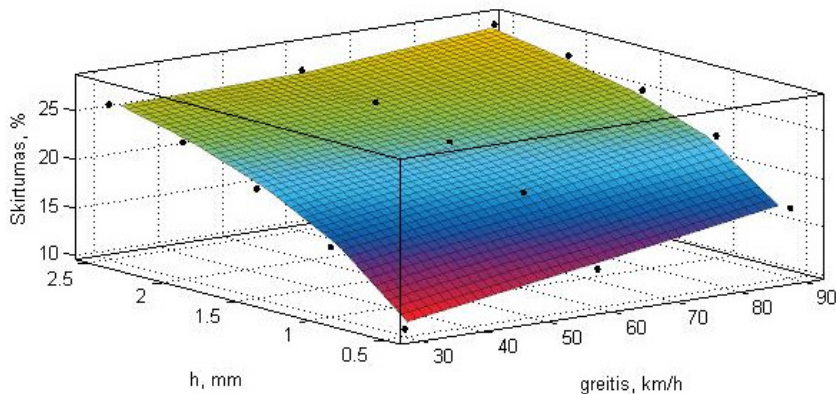
3.4 lentelė. Rato vertikalios smūgio jėgos skaičiavimo rezultatai, kai ant keleivinio vagono rato riedėjimo paviršiaus yra iščiuoža

Table 3.4. Calculation results of vertical impact force of wheel with flat

Greitis, km/h	Iščiuožos gylis, mm	Vertikali smūgio jėga, kN		
		vasara	žiema	skirtumas
30	0,5	103	114	11
	1,0	133	155	22
	1,5	162	197	35
	2,0	192	238	46
	2,5	221	278	57
60	0,5	131	149	18
	1,0	191	229	38
	1,5	252	309	57
	2,0	312	390	78
	2,5	373	470	97
90	0,5	158	185	27
	1,0	248	303	55
	1,5	338	423	85
	2,0	428	542	114
	2,5	518	663	145

Nustatyta tiesinė smūgio jėgos į bėgį priklausomybė nuo rato iščiuožos gylio – didėjant iščiuožos gyliui, tiesiogiai proporcingai didėja ir smūgio jėga. Priklausomai nuo judėjimo greičio ši jėga vasarą gali išaugti nuo 2,14 karto (kai h kinta nuo 0,5 mm iki 2,5 mm, kai $v = 30$ km/h) iki 3,57 karto žiemą (kai h kin-

ta nuo 0,5 mm iki 2,5 mm, kai $v = 90$ km/h). Smūgio jėgos skirtumas žiemą ir vasarą pateiktas 3.19 paveiksle.



3.19 pav. Rato vertikalios smūgio jėgos skirtumas procentais, kai ant keleivinio vagono rato riedėjimo paviršius yra su iščiūoža, judant žiemą ir vasarą skirtingais greičiais
Fig. 3.19. Difference in the vertical impact force of the wheel in percent, when the passenger car wheel rolling surface is with a flat, at motion with different speeds in winter and summer

Iš 3.19 paveikslo matyti, kad didžiausias skirtumas atsiranda judant didžiausiu greičiu ir esant giliausiai iščiūožai. Tada vertikalios smūgio jėgos rodikliai vasarą ir žiemą gali skirtis iki 28 %. Išanalizavus aukščiau pateiktus rezultatus galima daryti išvadą, kad smūgio jėgos rodikliai gali labai skirtis kintant judėjimo greičiui ir iščiūožos geometriniais parametrams, tačiau, kaip matyti, didžiulę įtaką turi ir aplinkos temperatūra, kuri tiesiogiai veikia kelio statinio elementų parametrus.

3.4. Trečiojo skyriaus išvados

1. Sukurtu išplėstiniu 53 laisvės laipsnių DSRK matematiniu modeliu ištirtas vagono kėbulo ir važiuoklės elementų virpesiai skirtingais metų laikais (vasarą ir žiemą). Nustatyta, kad dėl kintančio geležinkelio kelio standumo žiemą keleivinio vagono elementų vertikalūs ir kampiniai pagreičiai yra iki 44 % didesni nei vasaros metu.
2. Rato su pažaida smūgio jėgos dydis varijuoja kintant vagono važiuavimo greičiui ir iščiūožos geometriniais parametrams. Jos dydį įtakoja ir aplinkos temperatūra, kuri veikia kelio statinio elementų stan-

dumą. Teoriniais tyrimais nustatyta, kad vertikalios smūgio jėgos dydis rato ir bėgio kontakto vietoje skiriasi iki 28 % (vasarą ir žiemą).

3. Ištirtas vagono ratų pažaidos poveikis vagono važiavimo tolygumui, nustatyta dviejų aširačių ratų pažaidų įtaką kėbulo vibracijoms. Vagono, kurio abu vežimėliai turi tokias pačias pažaidas vertikalūs pagreičiai yra 58 % didesni, negu su viena pažaida ir iki 177 % didesni, negu be pažaidų.
4. Naudojant išplėstinį sistemos „riedmuo–kelias“ matematinį modelį buvo nustatyti keleivinio vagono su rato iščiuožia pirminės ir antrinės pakabos elementų standumo parametrai. Mažiausios rato iščiuožos sukeltų vagono kėbulo vertikalių virpesių reikšmės gaunamos esant 640–980 kN/m pirminės ir 100–480 kN/m antrinės pakabos pakopų standumų reikšmėms.

Keleivinio vagono važiavimo tolygumo natūriniai tyrimai

Ketvirtajame skyriuje pateikiami bandomojo traukinio eksperimentinių tyrimų rezultatai. Tyrimų tikslas nustatyti keleivinio vagono su rato iščiūžomis kėbulo vibracijas judant tuo pačiu bėgių keliu skirtingais greičiais. Eksperimentinių tyrimų rezultatai palyginami su teorinio modeliavimo metu gautais bei kitų mokslininkų tyrimų rezultatais.

Šio skyriaus tematika paskelbti trys autoriaus straipsniai (Dižo *et al.* 2015a, Dižo *et al.* 2015b, Steišūnas *et al.* 2014).

4.1. Riedmenų dinaminių charakteristikų tyrimų metodika ir geležinkelio kelio standumo nustatymas

Bandymų metu tiriami šie rodikliai:

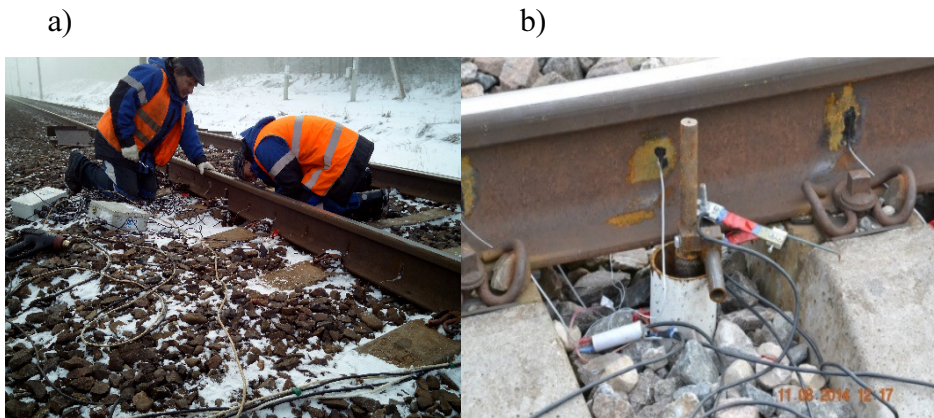
1. Keleivinio vagono kėbulo vertikalūs, skersiniai ir išilginiai pagreičiai.
2. Keleivinio vagono kėbulo kampiniai pagreičiai.

Bandymai vykdomi, esant riedmenų judėjimo greičių diapazonui nuo 30 km/h iki 90 km/h ir keičiant greitį kas 10 km/h.

Bandomųjų riedmenų judėjimo greitis buvo nustatomas mažesne nei 5 % paklaida.

Kontroliniai rodikliai matuoti ruože „Joniškis–Valstybės siena“. Viršutinio geležinkelio kelio statinio konstrukciją sudaro R65 bėgiai, Swetrak pabėgiai, Vossloh sąvaržos, skaldos balastas. Pabėgių epiūra – 1 840 vnt./km. Bandymams skirtas kelio ruožas yra tiesus. Geležinkelio kelio kokybė buvo įvertinta AB „Lietuvos geležinkeliai“ priklausančiais vagonais kelmačiais „Plasser&Theurer“ EM 140 ir TrackScan ME 4011244. Atliktais matavimais nustatyta puiki kelio kokybė.

Buvo panaudota šiame kelio ruože sumontuota rusų mokslininkų, vadovaujamų profesoriaus Michailo Levizono, kelio įlinkio ir standumo nustatymo įranga „ИЦ ВЭИП“ (4.1 pav.).



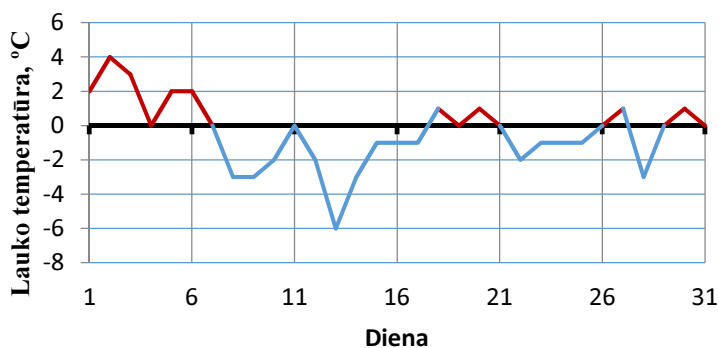
4.1 pav. Riedmenų natūriniai bandymai: a) įrangos montavimas „ИЦ ВЭИП“ ruože „Joniškis–Valstybės siena“; b) kelio įlinkio matuoklis

Fig. 4.1. Field experiments of rail vehicles: a) equipment installation „ИЦ ВЭИП“ in section “Joniškis–State border”; b) track deflection meter

Pagal statistinio kalibravimo rezultatus, buvo nustatytas geležinkelio kelio tamprumo modulis šiame ruože. Vasaros metu kelio tamprumo modulis buvo 299,2 MPa, o žiemą – 327,9 MPa.

Paskutines 28 dienas iki atliekamų bandymų ir bandymu metu buvo užfiksuota vidutinė aplinkos temperatūra. Lauko oro temperatūros pokyčiai pateikti 4.2 paveiksle.

Vidutinė 31 dienos oro temperatūra buvo minus 0,42 °C. Tokios temperatūros užtenka išsilaikyti susidariusiam geležinkelio kelio įšalui.



4.2 pav. Joniškio rajone užfiksuotos oro temperatūros pokyčiai
(nuo 2015.01.12 iki 2015.02.12)

Fig. 4.2. Temperature changes in Joniškis region (since 12/01/2015 till 12/02/2015)

4.2. Riedmenų dinaminių parametrų matavimo įranga

Visų jutiklių duomenys buvo sinchronizuotai surenkami naudojant gamintojo Corrsys-Datron įrenginį DAS-3 (4.3 pav.), kuris buvo montuojamas keleivinio vagono Nr. 5824196-5 kėbule. Tyrimų metu buvo naudojamas 200 Hz įrašymo dažnis, duomenys įrašomi į atminties laikmeną.



4.3 pav. Duomenų rinkimo įranga Corrsys-Datron DAS-3

Fig. 4.3. Data collection equipment Corrsys-Datron DAS-3

Keleiviniame vagono buvo sumontuota virpesių fiksavimo įranga. Triašis akcelerometras KISTLER Type 8395A buvo montuojamas ant vežimėlio ir vagono kėbulo šerdies (4.4 pav.).



4.4 pav. Akcelerometro KISTLER Type 8395A montavimo vieta

Fig. 4.4. Location of instalation of accelerometer KISTLER Type 8395A

Keleivinio vagono kėbulo kampiniams poslinkiams užfiksuoti buvo panaudotas CORRSYS DATRON HF-500C akcelerometras-giroskopas, kuris buvo montuojamas ant keleivinio vagono lango keleivio galvos aukštyje (4.5 pav.).



4.5 pav. CORRSYS DATATRON HF-500C akcelerometras – giroskopo montavimo vieta

Fig. 4.5. Location of instalation of akselerometer CORRSYS DATATRON HF-500C

Tyrimuose naudotos įrangos techninės charakteristikos pateiktos 4.1 lentelėje.

4.1 lentelė. Tyrimams naudotos įrangos pagrindinės techninės charakteristikos
Table 4.1. The main technical characteristics of used basic equipment

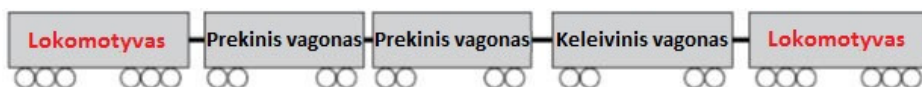
Parametras	Prietaisas	Tikslumas	Matavimo ribos	Matavimo dažnis, Hz	Jutiklio masė, kg
a_x, a_y, a_z	Corrsys-Datron HF-500C	$\pm 0,2 \%$	$\pm 3 \text{ g}$	10	0,230
$\dot{\phi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}$		$\pm 0,1 \%$	$\pm 150^\circ / 7 \text{ s}$	25	
a_x, a_y, a_z	Kistler Type 8395A	$\pm 0,2 \%$	$\pm 3 \text{ g}$	1 000	0,155

Matavimo įranga kalibruota, nustatymai, virpesių matavimas ir įrašymas paleidžiamas ir stabdomas atitinkamais keleiviniame vagonė sumontuotais pultais.

4.3. Kėbulo vibracijų nustatymo bandymų vykdymo tvarka

Aširačiai su pažaidomis buvo pastatyti po bandomuoju vagonu taip, kad kiekvienoje vagono pusėje ratai su pažaidomis kaitaliotųsi su ratais be pažaidų.

Bandomajam traukiniui riedėti iš Radviliškio depo buvo priskirti bandymų laikotarpiui nuolat prijungti du lokomotyvai. Bandomojo traukinio formavimo schema pateikiama 4.6 paveiksle.



4.6 pav. Bandomojo traukinio formavimo schema

Fig. 4.6. Scheme of a testing train formation

Suformavus sąstatą, bandomasis traukinys išvyko į Joniškio stotį. Bandymai vyko 2015 m. žiemą. Važiavimams kiekvieną dieną buvo skirti trys dviejų valandų „langai“. Bandomojo traukinio vaizdas prie RAKP posto KP-602 pateiktas 4.7 paveiksle.



4.7 pav. Bandomasis traukinys prie RAKP posto KP-602

Fig. 4.7. Testing train beside RAKP post KP-602

Keleivinis vagonas buvo bandomas tik tuščias, nes skirtumas tarp tuščio vagono (taros) ir vagono bruto svorio yra apie 10 %.

4.4. Keleivinio vagono važiavimo bandymo eiga

Keleivių vežimo direkcijos Techninės priežiūros centre 2015 m. vasario 2 d. keleiviniam vagonui Nr. 5824196-5 neplaninio remonto metu buvo pakeisti vagono vežimėlių aširačiai. Buvo paridenti aširačiai:

1. 11750047004 – iščiuožos gylis 1 mm, ilgis 20 mm, riedėjimo apskritimo skersmuo – 901 mm.
2. 000512298509 – riedėjimo apskritimo skersmuo – 901 mm.
3. 11751484308 – iščiuožos gylis 1 mm, ilgis 20 mm, riedėjimo apskritimo skersmuo – 883 mm.
4. 002940965289 – riedėjimo apskritimo skersmuo – 890 mm.

Nustatyta, kad vagonas gali važiuoti ne didesniu kaip 80 km/h greičiu.

Analogiškai buvo važiuota 2015 m. vasario 10 d., esant +2 °C lauko temperatūrai ir 2015 m. vasario 11 d., esant 0 °C lauko temperatūrai. Gauti duomenys apdoroti MS Excel, Turbo Lab 6.0 ir Orange 8.0 programiniais paketais.

4.5. Bandymų metu gautų duomenų analizė

Bandymo metu surinkti duomenys buvo apdoroti Furjė transformacijos metodu. Furjė transformacija vadinama funkcijos transformacija, kai gaunama jos dažnių funkcija. Viena funkcija yra paverčiama kita, ši operacija yra grįžtamoji. Kai įvesties funkcijos domenas yra laikas (t), o išvesties domenas yra dažnis, funkcijos transformacija $S(t)$ dažniu f yra apibrėžiama kompleksiniu skaičiumi:

$$S(f) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) \cdot e^{-i2\pi ft} df. \quad (4.1)$$

Nustatant šį dydį visiems f gaunama dažnio domeno funkcija. Tada $S(t)$ gali būti vaizduojama kaip kompleksinių eksponenčių rekombinacija per visus galimus dažnius:

$$s(t) = \int_{-\infty}^{\infty} S(f) \cdot e^{i2\pi ft} df. \quad (4.2)$$

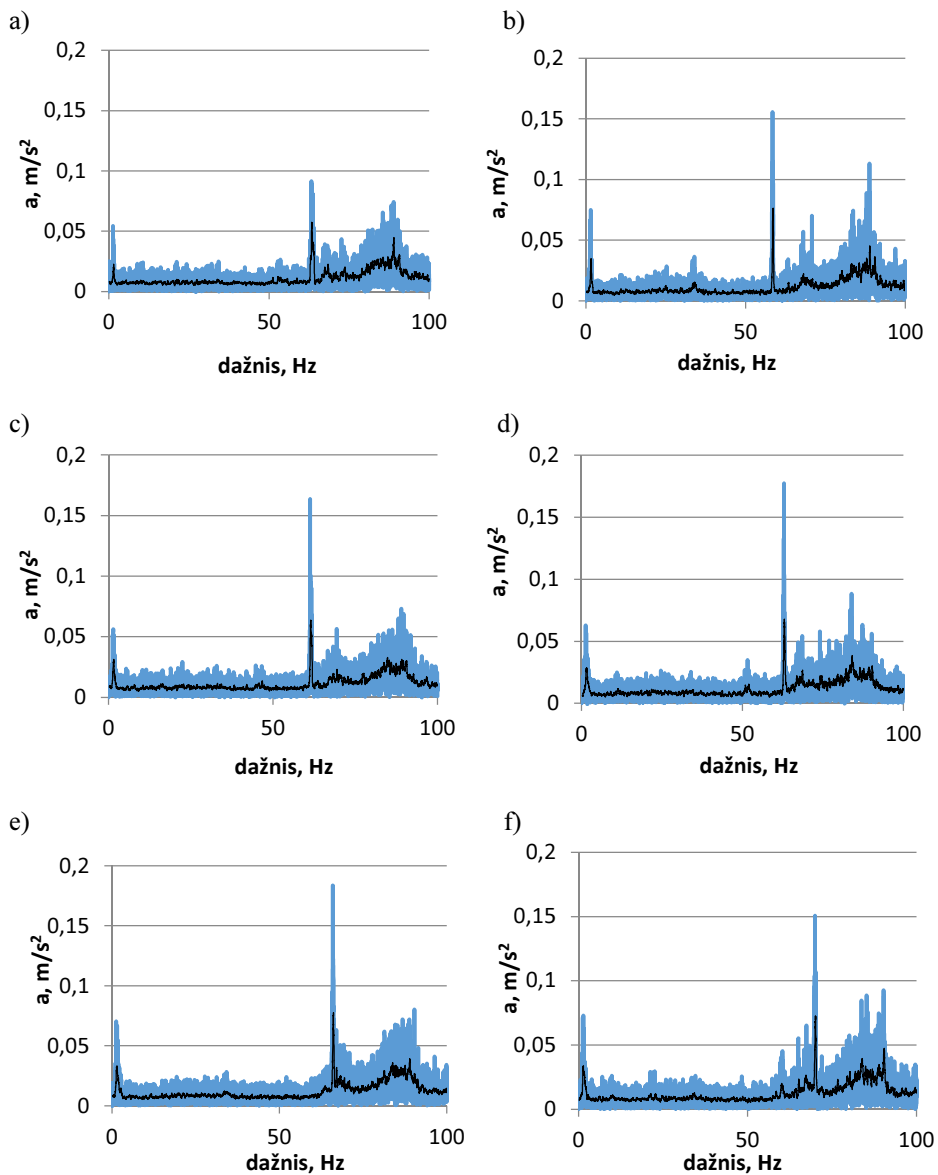
Tai yra atvirkštinės transformacijos formulė. Kompleksinis skaičius $S(f)$ išreiškia abu, amplitudę ir dažnio fazę f .

Apskaičiavus, gauti rezultatai pateikti žemiau esančiuose 4.8–4.10 paveikslų grafikuose, kuriuose matyti atitinkamų vertikalių ir horizontalių (skersinių) pagreičių amplitudžių pasikartojimų (dažnių) priklausomybė nuo važiavimo greičio.

Iš 4.8 paveikslą grafikų matyti, kad prie 40 km/h greičio žemo dažnio svyravimų, kurie daugiausiai daro įtaką važiavimo komfortui, pagreičio kitimo intensyvumas pasiekia didžiausias reikšmes. Šie svyravimai vyksta 2 Hz diapazone ir kylant greičiui jų dažnis praktiškai nekinta, todėl galima spręsti, kad tai yra nuosavi amortizuotų masių svyravimai. Didžiausias pagreičių kitimo intensyvumas pasiekiamas 60–70 Hz diapazone. Smulkiau nagrinėjant žemų dažnių svyravimus, pastebima nedidelė iščiūožos įtaka esant atitinkamiems rato su pažaida sukimosi dažniams (4.9 pav.). Taigi galima teigti, kad leistinos 1mm rato iščiūožos poveikis vertikaliesiems vagono kėbulo svyravimams yra nedidelis ir yra neutralizuojamas pirminės bei antrinės pakabos judant nedideliais greičiais.

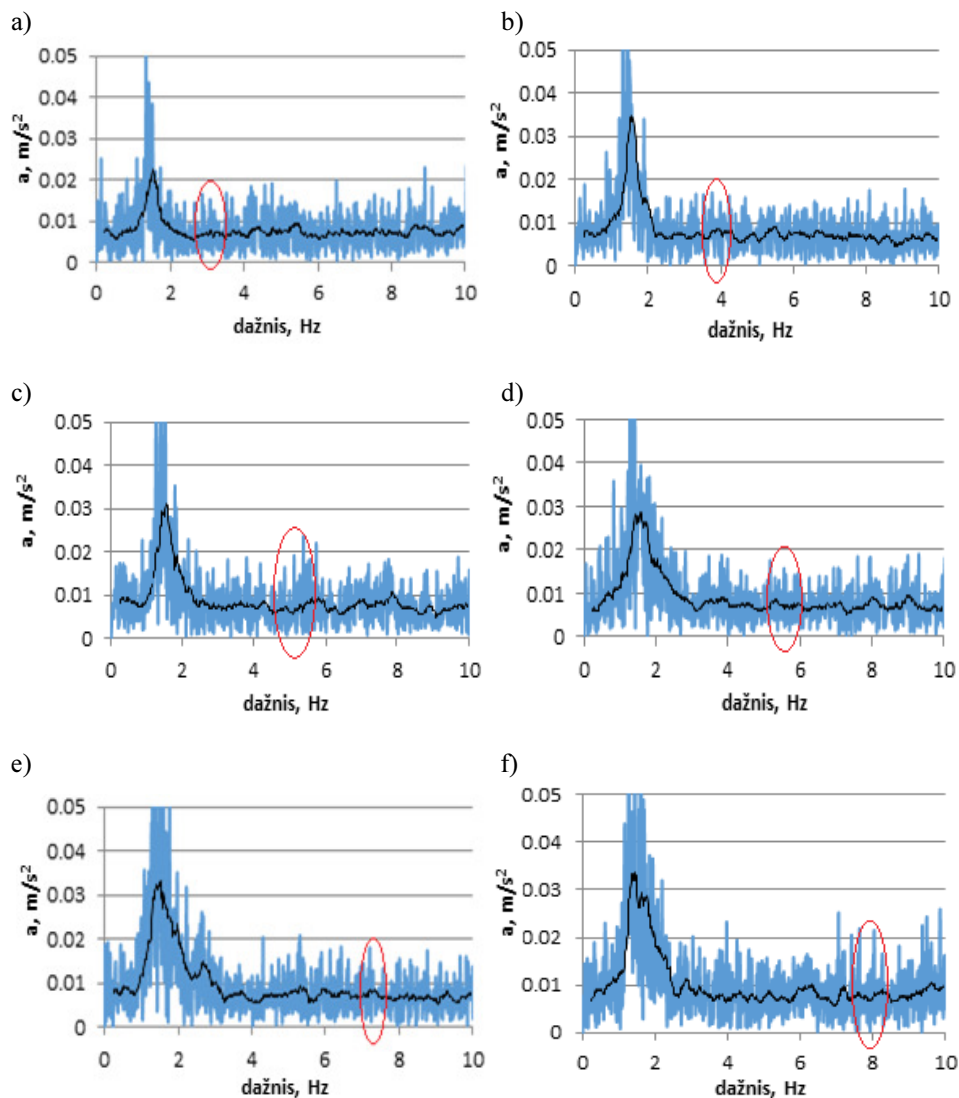
Skersinių vagono kėbulo svyravimų spektrinės analizės rezultatai pateikti 4.10 paveiksle.

Išnagrinėjus 4.8–4.10 paveikslus, matome, kad didžiausias pagreičio kitimo intensyvumas pasiekiamas 2–20 Hz diapazone. Vagonui judant 40–50 km/h greičiu, didžiausios vibracijos reikšmės pasiekiamos žmogui maksimaliai jautriame 6–10 Hz diapazone, kada žmogaus organizme gali įvykti rezonansas. Esant didesniems 70–80 km/h greičiams, pastebimos stiprios vibracijos 10–20 Hz diapazone, kurios sukelia galvos skausmą bei akių nuovargį.



4.8 pav. Vagono kėbulo vertikalųjų svyravimų pagreičių spektras (nuo 0 iki 100 Hz), esant skirtingiems greičiams: a) 30 km/h; b) 40 km/h; c) 50 km/h; d) 60 km/h; e) 70 km/h; f) 80 km/h

Fig. 4.8. The spectra of carbody vertical acceleration (from 0 to 100 Hz), when velocity is changing: a) 30 km/h; b) 40 km/h; c) 50 km/h; d) 60 km/h; e) 70 km/h; f) 80 km/h

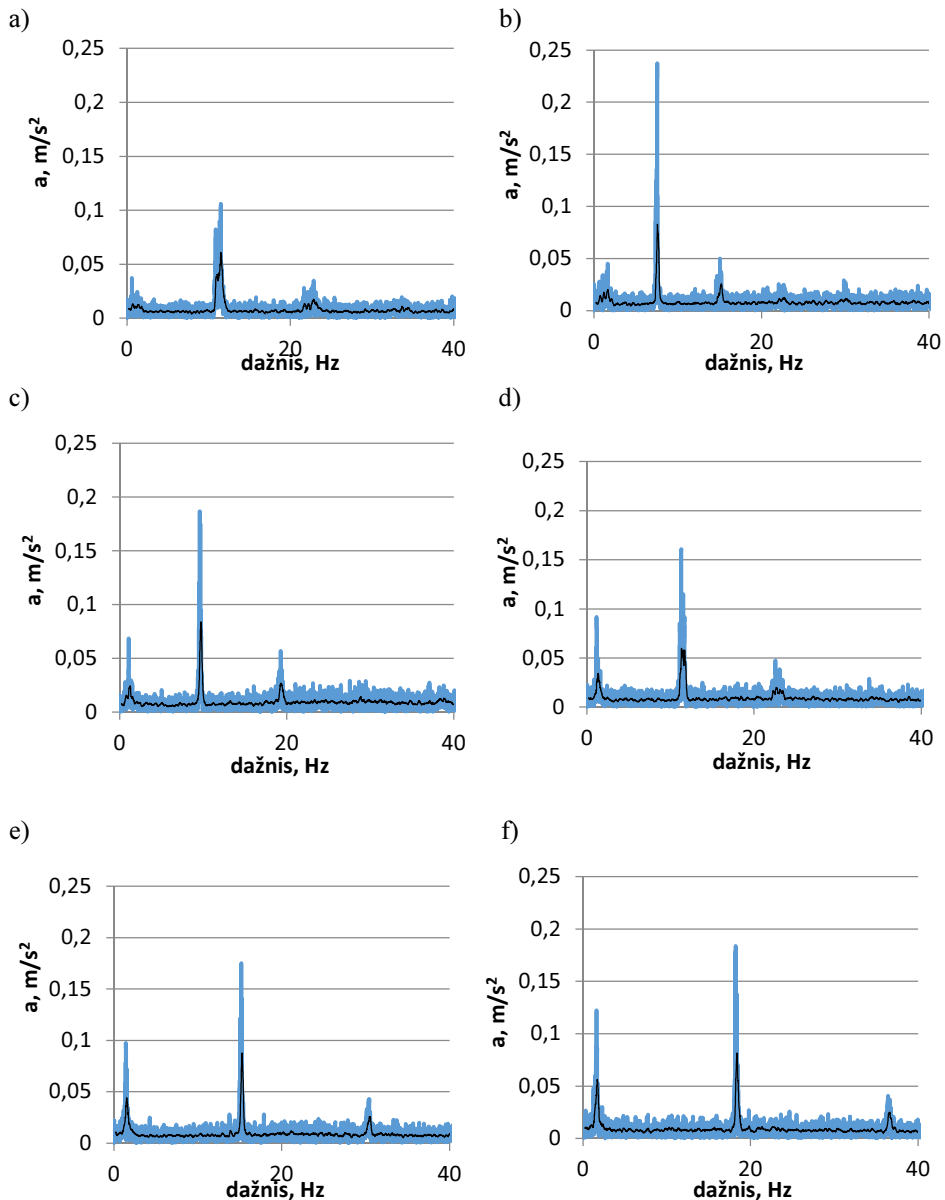


4.9 pav. Vagono kėbulo vertikalųjų pagreičių spektras nuo 0 iki 10 Hz:

a) 30 km/h; b) 40 km/h; c) 50 km/h; d) 60 km/h; e) 70 km/h;
f) 80 km/h

Fig. 4.9. The spectra of carbody vertical acceleration (from 0 to 10 Hz):

a) 30 km/h; b) 40 km/h; c) 50 km/h; d) 60 km/h;
e) 70 km/h; f) 80 km/h



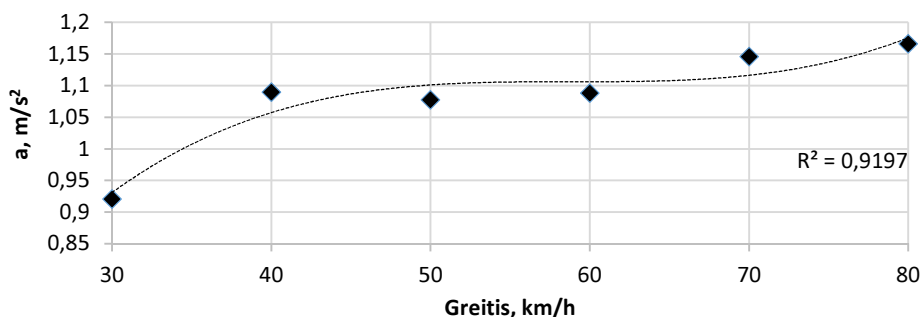
4.10 pav. Vagono kėbulo skersinių pagreičių spektras (nuo 0 iki 40 Hz):

a) 30 km/h greitis; b) 40 km/h greitis; c) 50 km/h greitis; d) 60 km/h greitis;
e) 70 km/h greitis; f) 80 km/h greitis

Fig. 4.10. The spectra of carbody lateral acceleration (from 0 to 40 Hz): a) 30 km/h; b) 40 km/h; c) 50 km/h; d) 60 km/h; e) 70 km/h; f) 80 km/h

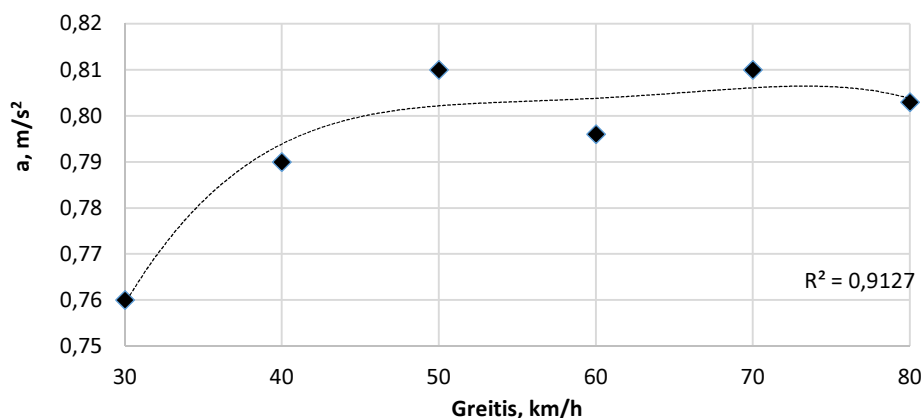
Norint tiksliau įvertinti vagono kėbulo vibracijos įtaką keleivių važiavimo komfortui ir nustatyti važiavimo greičio įtaką, apskaičiuotos vibracijos pagreičio vidutinės kvadratinės reikšmės, smūginio veikimo koeficientas, taip pat nustatyti maksimalūs pagreičiai prie įvairių važiavimo greičių.

Eksperimentinių duomenų vibracijos pagrečių vidutinių kvadratinų reikšmių priklausomybė nuo vagono judėjimo greičio pateikta 4.11 ir 4.12 paveiksluose.



4.11 pav. Vagono kėbulo vertikalų svyravimų pagreičio vidutinių kvadratinų reikšmių priklausomybė nuo greičio esant 1 mm rato iščiūžai

Fig. 4.11. Dependence of carbody vertical acceleration RMS on the vehicle velocity, when wheel flat depth is 1mm



4.12 pav. Vagono kėbulo skersinių svyravimų pagreičio vidutinių kvadratinų reikšmių priklausomybė nuo greičio esant ratui su 1 mm iščiūža

Fig. 4.12. The dependence of carbody lateral acceleration RMS on the vehicle velocity, when wheel flat depth is 1mm

Sudaryta vagono vertikalių pagreičių vidutinių kvadratinų reikšmių priklausomybė nuo važiavimo greičio. Tai trečiojo laipsnio daugianaris, kurio koeficientai pateikiami 4.2 lentelėje:

$$f(v) = p_1 v^3 + p_2 v^2 + p_3 v + p_4. \quad (4.3)$$

Nustatytas determinacijos koeficientas ($R^2 = 0,9197$) rodo, kad funkcija parinkta teisingai ir gerai koreliuoja su eksperimento rezultatais.

4.2 lentelė. Daugianario (4.3) koeficientai pagal modeliavimo duomenis

Table 4.2. Coefficients of polynomial function (4.3) according to modelling data

Koeficientas	Reikšmė
p_1	0,000007
p_2	-0,0013
p_3	0,0759
p_4	-0,3814

Vagono horizontalių pagreičių vidutinių kvadratinų reikšmių priklausomybė nuo važiavimo greičio aprašyta ketvirto laipsnio 5 koeficientų funkcija, kurio koeficientų reikšmės pateiktos 4.3 lentelėje:

$$f(v) = p_1 v^4 + p_2 v^3 + p_3 v^2 + p_4 v + p_5. \quad (4.4)$$

4.3 lentelė. Daugianario (4.4) koeficientai pagal modeliavimo duomenis

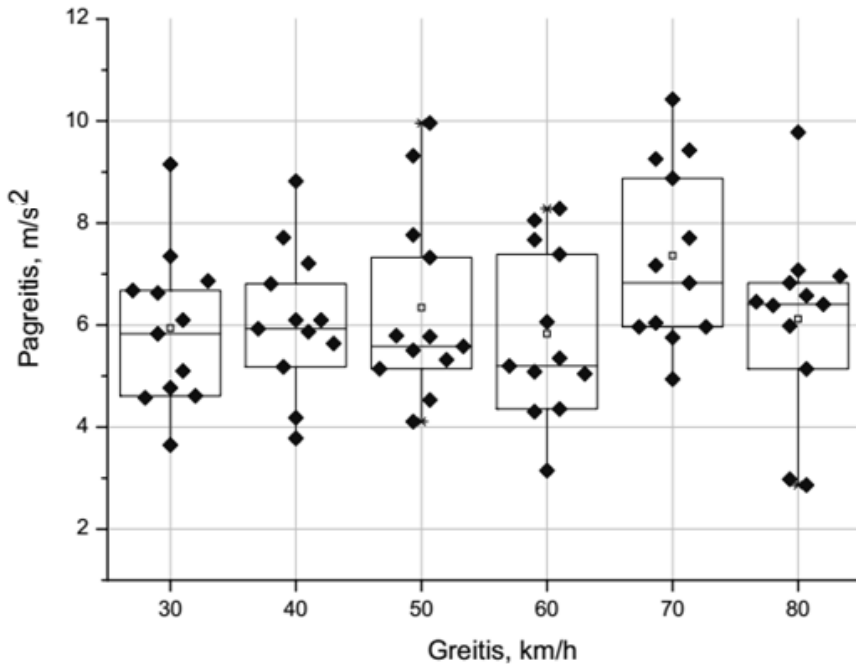
Table 4.3. Coefficients of polynomial function (4.4) according to modelling data

Koeficientas	Reikšmė
p_1	-0,00000005
p_2	0,00001
p_3	-0,0011
p_4	0,046
p_5	0,1114

Nustatytas determinacijos koeficientas ($R^2 = 0,9127$) rodo, kad funkcija parinkta teisingai ir gerai koreliuoja su eksperimento rezultatais.

Iš 4.11 ir 4.12 grafikų matyti, kad didžiausios pagreičių vidutinės kvadratinės reikšmės pasiekiamos esant 50 km/h ir 70 km/h.

Pagal eksperimentinius rezultatus sudarytas grafikas (4.13 pav.) parodo maksimalių vagono kėbulo vertikalų svyravimų pagreičių sklaidos kitimo tendencijas prie skirtingų greičių.

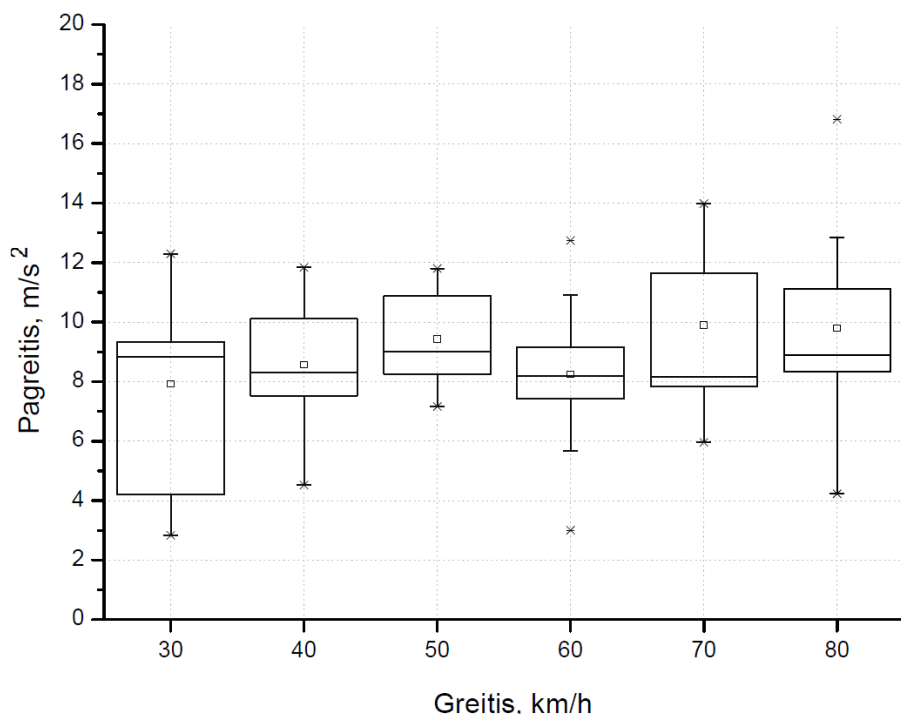


4.13 pav. Vagono kėbulo vertikalų svyravimų maksimalių pagreičio reikšmių sklaida prie skirtingų važiavimo greičių, esant ratui su 1 mm iščiuoža

Fig. 4.13. Dispersion of maximal carbody vertical acceleration values depending on vehicle speed, when wheel flat depth is 1 mm

Vagono kėbulo maksimalaus vertikalaus pagreičio ir vagono judėjimo greičio priklausomybės kvantilių laukas svyruoja nuo $2,1 \text{ m/s}^2$ iki $2,9 \text{ m/s}^2$, jų vidurkiai aiškiai atkartoja pagreičio augimą esant 70 km/h , bei jo sumažėjimą prie 60 km/h , kas patvirtinta 4.11 paveiksle pateiktos kreivės teisingumą. Kvantilių „ūsų“ diapazonas labiau nukreiptas teigiama grafiko kryptimi. Tai patvirtina atsitiktinių maksimalių vertikalų vagono kėbulo pagreičių fiksavimą, kuriems galėjo daryti įtaką rezonansas. „Ūsų“ diapazonas svyruoja nuo $5,2 \text{ m/s}^2$ iki 6 m/s^2 . Tai parodo pakankamai vienodą reikšmių išsibarstymą prie skirtingų greičių.

Pagal eksperimentinius rezultatus sudarytas ir 4.14 paveiksle pateiktas grafikas parodo vagono kėbulo vertikalų svyravimų pagreičių maksimalių amplitudžių sklaidą esant skirtingiems važiavimo greičiams ir 1 mm rato iščiuožai.



4.14 pav. Vagono kėbulo vertikalų svyravimų pagreičių maksimalių amplitudžių sklaida esant skirtingiems važiavimo greičiams ir 1 mm rato iščiūžai

Fig. 4.14. Dispersion of maximal carbody vertical acceleration amplitude values depending on vehicle speed, when wheel flat depth is 1 mm

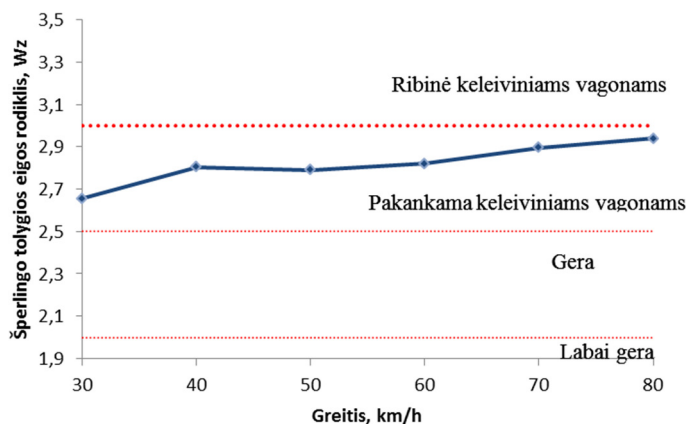
Iš 4.14 paveikslo matyti, kad kvantilių laukas svyruoja nuo $1,8 \text{ m/s}^2$ iki $4,9 \text{ m/s}^2$, tačiau vidurkiai atkartoja 4.13 paveiksle parodytų vidurkių kitimo tendencijas, tik reikšmės yra didesnės.

Eksperimento metu gautus duomenis apdorojus Furjė transformacijos metodu (4.1), gauta KV kėbulo pagreičių amplitudžių pasikartojimų priklausomybė nuo važiavimo greičio. Turint šiuos duomenis galima įvertinti keleivių važiavimo patogumą Šperlingo tolygiosios eigos rodikliu. Pasinaudojus (3.1) ir (3.2) formulėmis apskaičiuotų tolygiosios eigos rodiklio reikšmių kitimo priklausomybė nuo važiavimo greičio pateikta 4.15 paveiksle.

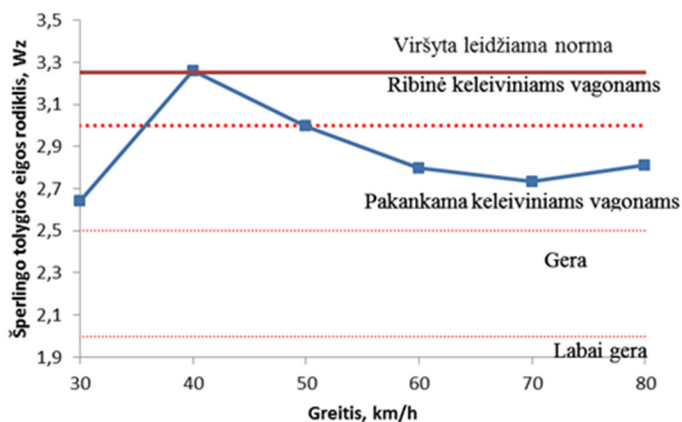
Apskaičiuotos Šperlingo tolygiosios eigos rodiklio reikšmės lyginamos su standartine vertinimo skale (3.1 lentelė). Kaip matyti iš 4.15 paveikslo Šperlingo rodiklio reikšmės atitinka tolygios eigos, pakankamos keleiviniams vagonams, reikalavimus, tačiau skersine kryptimi nepasiekia gerų reikšmių. Didžiausia rodiklio reikšmė skersine kryptimi pasiekama esant 40 km/h važiavimo greičiui,

tačiau greičiui didėjant rodiklio reikšmės mažėja. Vertikalia kryptimi gautos Šperlingo rodiklio reikšmės svyruoja „pakankamų keleiviniams vagonams“ reikšmių zonoje. Didėjant vagono važiavimo greičiui jos tolygiai didėja.

a)



b)



4.15 pav. Eksperimentinės Šperlingo tolygos eigos rodiklio reikšmės prie skirtingų važiavimo greičių: a) vertikalia kryptimi; b) skersine kryptimi

Fig. 4.15. Values of Sperling ride index depending on vehicle velocity: a) in vertical direction; b) in lateral direction

Vertinant vibracijos poveikį žmogaus organizmui, būtina atsižvelgti į smūginio veikimo koeficientą (SVK), kuris lygus maksimalios pagreičio reikšmės ir vidutinės kvadratinės pagreičio reikšmės santykiui. Šie rezultatai, gauti atliktų natūrinių bandymų metu, pateikiami 4.4 lentelėje.

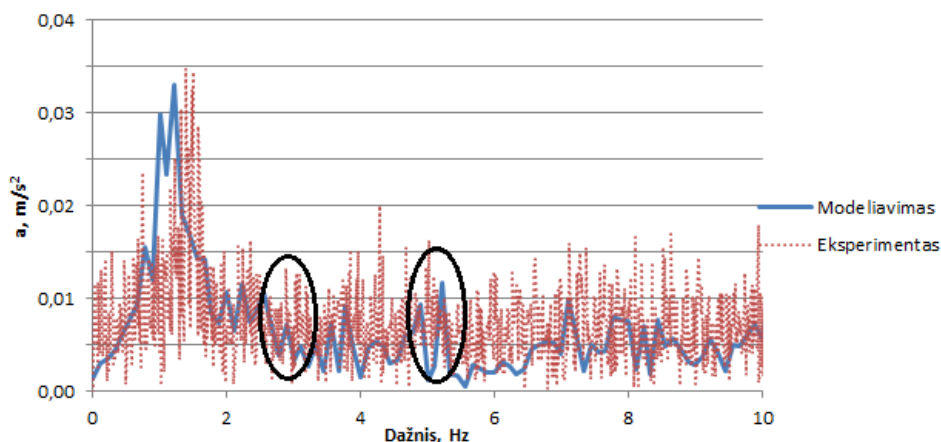
4.4 lentelė. Išmatuotos skersinės ir vertikalios SVK reikšmės judant skirtingais greičiais
Table 4.4. Measured values of lateral and vertical impact factor on different running velocities

Vagono važiavimo greitis, km/h	30	40	50	60	70	80
SVK <i>z</i> ašis	5,24	4,75	7,20	6,79	4,52	5,85
SVK <i>y</i> ašis	4,08	3,73	3,79	3,81	4,17	5,99

Komfortiškam važiavimui SV koeficiento reikšmės neturėtų viršyti 4, tačiau tik skersiniai svyravimai atitinką šią normą. Vertikalių svyravimų SV koeficiento reikšmės yra ženkliai per didelės – ir 1,3–1,8 karto viršija nustatytas normas. Tai sukelia vagono ratų pažaidos, kelio nelygumai, vagono važiuoklės konstrukcija bei jos standumo ir slopinimo parametrai.

4.6. Eksperimentinių tyrimų ir matematinių modeliavimų rezultatų palyginimas

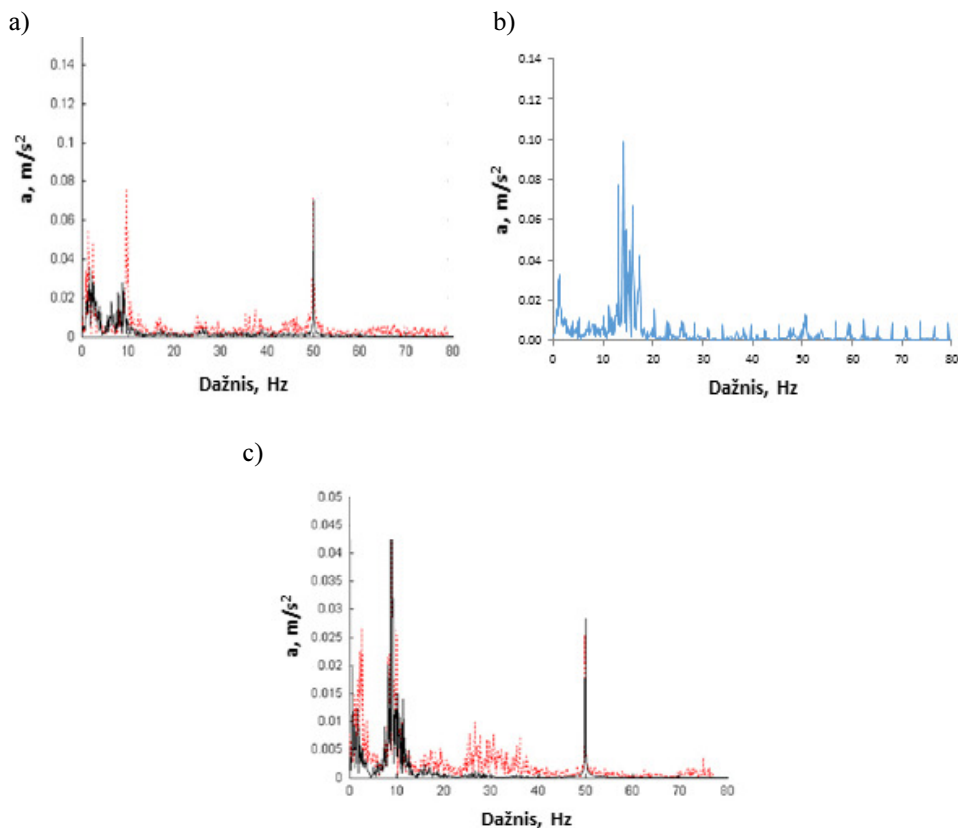
Išanalizavus modeliavimo metu gautų keleivinio vagono kėbulo virpesių spektrą ir palyginus jį su bandymų metu užfiksuotais duomenimis, 4.16 paveiksle matomas žemų dažnių (iki 10 Hz) virpesių panašumas. Ovalais išryškintas iščiuožos poveikis ties 2,95 Hz ir jo rezonansinis pasikartojimas prie 5,2 Hz.



4.16 pav. Modeliavimo ir eksperimentų metu gautų vagono kėbulo vertikalų pagreičių amplitudžių palyginimas

Fig. 4.16. Comparison of the amplitude spectra of carbody vertical accelerations given by experiment and obtained using complete model

Eksperimentinio tyrimo duomenis galima palyginti su Irano mokslininkų eksperimentiniais bandymais ir matematinio modeliavimo rezultatais (4.17 pav.) (Sayyaadi *et al.* 2009). Jų atlikto eksperimento metu vertikalūs ir skersiniai keleivinio vagono kėbulo pagreičiai buvo matuojami 150 km Tehran-Ghazvin kelio atkarpoje.



4.17 pav. Vagono kėbulo pagreičių spektras: a) vertikalų pagreičių (Sayyaadi *et al.* 2009); b) autoriaus matematinio modelio vertikalų pagreičių; c) skersinių pagreičių (Sayyaadi *et al.* 2009)

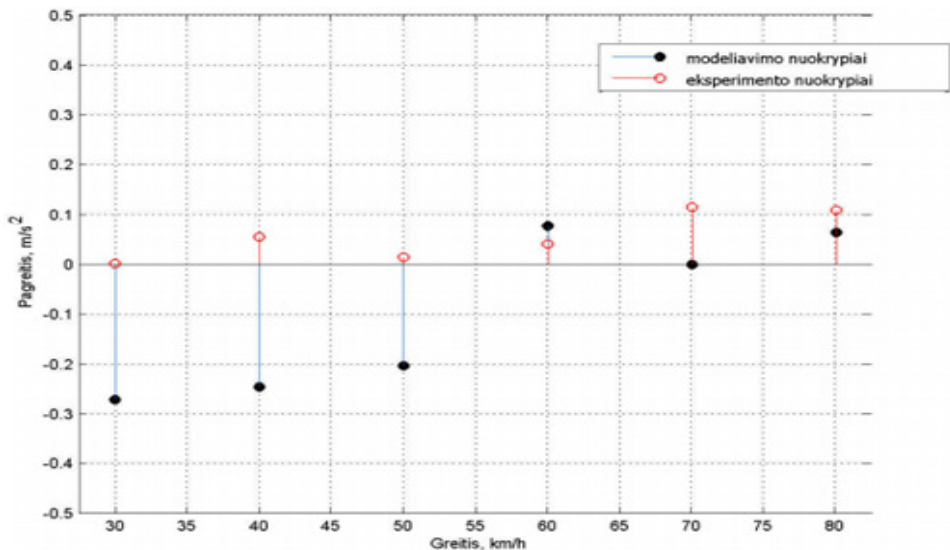
Fig. 4.17. The spectra of carbody accelerations: a) vertical accelerations by Sayyaadi *et al.* (2009); b) vertical accelerations gained by Author's model; c) lateral accelerations by Sayyaadi *et al.* (2009).

Lyginant spektrinės skersinių virpesių analizės rezultatus, pastebima, kad žemo dažnio iki 10 Hz virpesių panašumas labai artimas aukščiau pateiktiems (4.8–4.10 pav.) eksperimentinio bandymo ir matematinio modeliavimo metu gautiems

rezultatams. Matyti 2 Hz ir 10 Hz skersinių virpesių amplitudžių augimas, kuris atitinka eksperimento rezultatus, tačiau yra nesutapimų ties 50 Hz amplitudės augimu (4.17 c pav.). Vertikalių virpesių analizės metu pastebimas toks pat amplitudės augimas prie 2 Hz ir esant aukšto dažnio virpesiams (50–60 Hz), tačiau nepastebimas padidėjimas 10 Hz dažnio diapazone. Tam daro įtaką skirtinga vagonų konstrukcija (standumo ir slopinimo koeficientai), bėgio ir kelio profilis, kelio nelygumai, važiavimo greičiai. Apdorojant duomenis nebuvo atsižvelgta į greičio pokyčius (greitis kito nuo 40 km/h iki 140 km/h) ir bandomojo vagono ratų būklę.

Modeliavimo metu gautų duomenų spektrinę analizę (4.17 b pav.) lyginant su Irano mokslininkų duomenimis matyti (4.17 a pav.), kad vertikalūs virpesiai iki 5 Hz sutampa, tačiau šiek tiek vėluoja antras pagreičių amplitudės augimas. Šiame dažnių diapazone yra nuosavi vežimėlių virpesiai, todėl esant skirtingai tiriamų vagonų konstrukcijai, skiriasi virpesių savieji dažniai. Ties 50 Hz dažniu pastebimas amplitudės augimas abiejuose grafikuose. Amplitudžių skirtumą lemia tai, kad modeliuojant nevertinami skersiniai vagono poslinkiai, kurie dėl rato profilio ypatumų daro įtaką vertikaliesiems kėbulo svyravimams.

Remiantis sudaryta vagono vertikalių vidutinių kvadratinų pagreičių priklausomybės funkcija (4.3) nuo važiavimo greičio, galima nustatyti modeliavimų ir eksperimentų rezultatų patikimumą. Modeliavimų ir eksperimentų vertikalios vidutinio kvadratinio pagreičio duomenų nuokrypiai nuo sudarytos priklausomybės (4.3) pateikti 4.18 paveiksle.



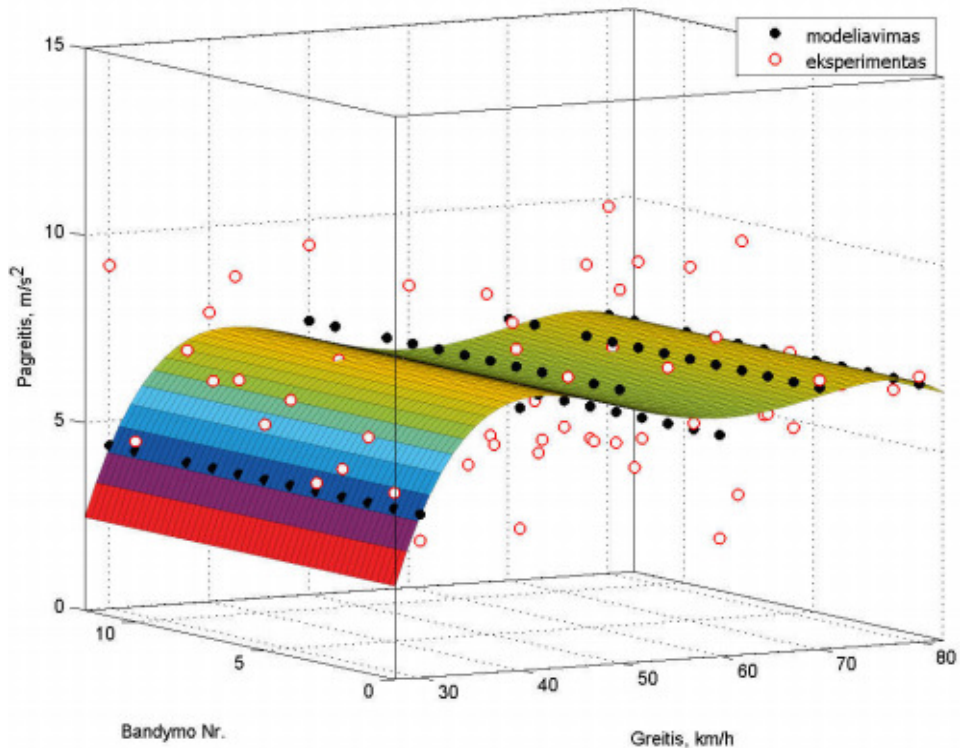
4.18 pav. Vagono kėbulo vertikalų svyravimų pagreičio vidutinių kvadratinų reikšmių nuokrypiai

Fig. 4.18. Deviations of carbody vertical acceleration RMS

Analizės metu, nustatyta liekamųjų kvadratų suma $SSE = 0,1857$, vidutinė kvadratinė paklaida $RMSE = 0,1927$. Nustatyti paklaidų parametrai rodo, kad priklausomybė stipriai koreliuoja su modeliavimo rezultatais.

Naudojant sudarytą sistemos „riedmuo – kelias“ 53 l. l. matematinį modelį formuojama vagono kėbulo maksimalaus vertikalios pagreičio kitimo priklausomybė nuo važiavimo greičio (4.19 pav.). Ši priklausomybė papildyta eksperimentinių tyrimų duomenimis. Gautam tikslumui ($R^2 = 0,9179$) pakanka duomenis aproksimuojančios 5 koeficientų funkcijos (koeficientai pateikiami 4.5 lentelėje):

$$f(v) = p_1 v^4 + p_2 v^3 + p_3 v^2 + p_4 v + p_5. \quad (4.5)$$



4.19 pav. Vagono kėbulo vertikalų svyravimų maksimalių pagreičių eksperimentinių ir modeliavimo reikšmių priklausomybės nuo važiavimo greičio

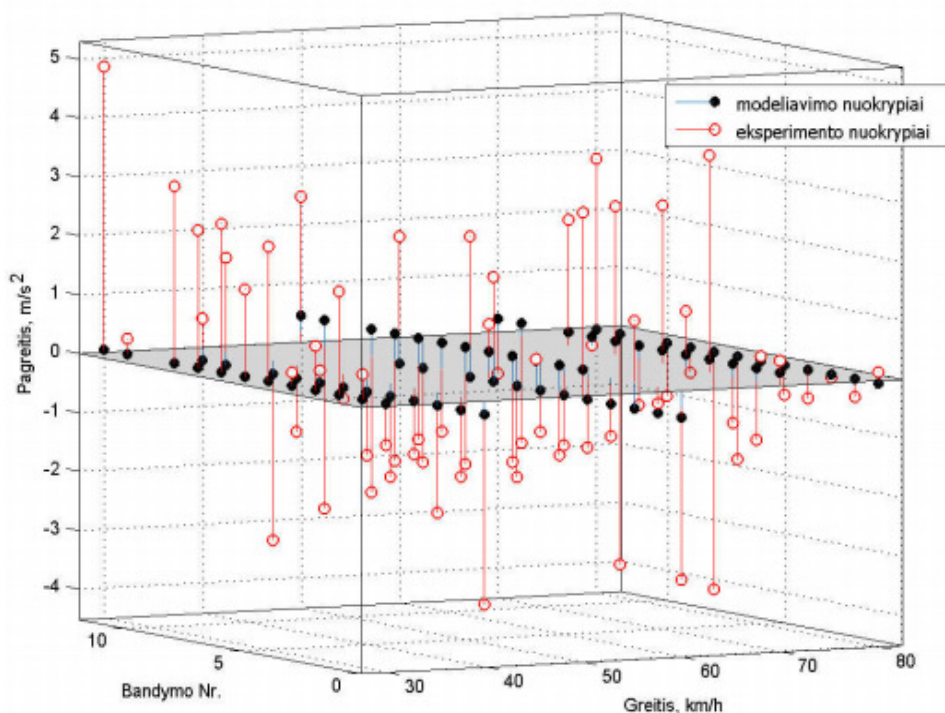
Fig. 4.19. Dependences of experimental and modelling values of maximum accelerations of car body vertical vibrations on the ride speed

4.5 lentelė. Daugianario (4.5) koeficientai pagal modeliavimo duomenis

Table 4.5. Coefficients of plonomial function (4.5) according to modelling data

Koeficientas	Reikšmė (su 5 % paklaida)
p_1	-0,00008915 (-0,0001087, 0,00009089)
p_2	0,002132 (-0,01985, 0,02412)
p_3	-0,1859 (-1,94, 1,568)
p_4	6,974 (-52,8, 66,75)
p_5	-87,98 (-819,5, 643,5)

Sudarytas priklausomybes palyginus su eksperimentų ir modeliavimų rezultatus, gautų reikšmių nuokrypiai pavaizduoti 4.20 paveiksle.

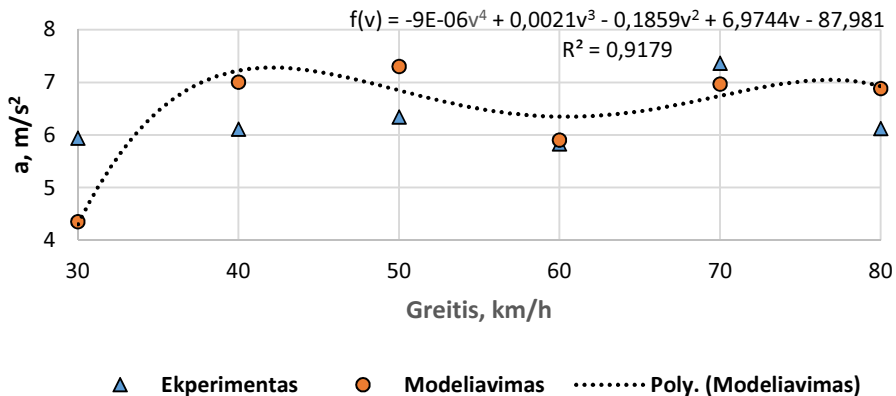


4.20 pav. Vagono kūbulo vertikalų svyravimų eksperimentinių maksimalių pagreičių reikšmių nuokrypiai

Fig. 4.20. Deviations of experimental maximum values of wagon carbody vertical accelerations

Ketvirtojo laipsnio daugianaris sudarytas matematinių skaičiavimų paketu MATLAB. Analizės metu, nustatyta liekamųjų kvadratų suma $SSE = 252$, vidutinė kvadratinė paklaida $RMSE = 1,8722$. Paklaida gaunama dėl užfiksuotų atsitiktinių maksimalių vertikalų pagreičių, kuriuos gali sukelti ne tik ratų pažaidos ir bėgių nelygumai, bet ir modeliavimo metu neįvertinti riedmens aširačių skersiniai poslinkiai ir pagrečiai, kurie dėl kūgiško rato profilio daro įtaką kitų riedmens elementų vertikalėms svyravimams. Sutapus šiems veiksniams gali atsirasti rezonansas, kuris ir sukelia bandymo metu užfiksuotus maksimalius vertikalūs kėbulo pagrečius, nepastebimus modeliavimo rezultatuose.

Kadangi eksperimento metu nustatytos maksimalios vagono kėbulo vertikalų svyravimų pagreičių reikšmės yra išsibarsčiusios plačiame diapazone, todėl aiškumui išvedami eksperimento maksimalių vertikalų pagreičių aritmetiniai vidurkiai (4.21 pav.).



4.21 pav. Vagono kėbulo vertikalų svyravimų maksimalių pagreičių eksperimentinių ir modeliavimo reikšmių vidurkių palyginimas esant skirtingiems greičiams

Fig. 4.21. Comparison of mathematical modelling and experimental average values of wagon carbody maximal vertical acceleration considering different velocities

Iš 4.21 paveikslo matyti, kad esant važiavimo greičiui nuo 30 km/h iki 50 km/h maksimalios kėbulo vertikalų pagreičių reikšmės gautos modeliuojant skiriasi nuo eksperimentų rezultatų 12–27 %. Didžiausias skirtumas pasiekiamas esant 30 km/h. Nuo 50 km/h iki 60 km/h matematinio modeliavimo rezultatų reikšmės artėja prie eksperimento (nuo 13 % iki 1 %) ir stebimas maksimalių kėbulo vertikalų pagreičių mažėjimas. Nuo 60 km/h maksimalios vertikalų kėbulo pagreičių reikšmės auga ir eksperimentinių, ir modeliavimo duomenų. Vagono greičiui didėjant nuo 60 km/h iki 80 km/h modeliavimo ir eksperimento rezultatų skirtumai kinta nuo 1 % iki 5 %. Palyginus vagono kėbulo vertikalų

pagreičių maksimalias reikšmes gautas modeliavimo metu su eksperimentinio tyrimo rezultatais, esant skirtingiems greičiams (30–80 km/h), matyti, kad modeliuojant gautos kėbulo vertikalių pagreičių maksimalios reikšmės stipriai koreliuoja su natūrinių bandymų metu išmatuotomis reikšmėmis. Nustatyti paklaidų parametrai ($SSE = 5,4867$ ir $RMSE = 0,9563$) rodo, kad sudaryta priklausomybės funkcija (4.5) gerai koreliuoja su eksperimento rezultatais. Tai patvirtina sudaryto „riedmuo–kelias“ 53 l. l. matematinio modelio naudojimo vietos brančių natūrinių bandymo tinkamumą.

Atlikus duomenų, gautų modeliuojant su natūrinių bandymų ir užsienio mokslininkų rezultatais, galima padaryti išvadą, kad sukurtas išplėstinis sistemos „riedmuo–kelias“ yra patikimas ir jį galima panaudoti riedmenų dinamikos vertinimui.

4.7. Ketvirtąjo skyriaus išvados

1. Atlikus natūrinius eksperimentus riedmenų eksploatacijos sąlygomis, nustatyti dinaminiai vagonų svyravimų parametrai 30–80 km/h greičių diapazone esant aširačio rato iščiūžos gyliui 1 mm, ilgiui 20 mm.
2. Apdorojus natūrinio eksperimento rezultatus MS Excel, Turbo Lab 6.0 ir Matlab programiniais paketais, sudarytos keleivinio vagono su ratų iščiūžomis kėbulo skersinių ir vertikalių pagreičių kitimo priklausomybės nuo vagono važiavimo greičio. Atitiktį patvirtina aukšti determinacijos koeficientai ($R^2 = 0,9127$ ir $R^2 = 0,9197$). Įvertintos smūginio veikimo koeficiento reikšmės, kurios yra stipriai per didelės (1,3–1,8 karto viršija nustatytą normą) komfortiškam važiavimui.
3. Palyginus eksperimento ir skaitinio modeliavimo rezultatus, gauti duomenys rodo, kad, esant važiavimo greičiui nuo 50 km/h iki 80 km/h, maksimalios kėbulo vertikalių pagreičių reikšmės, gautos modeliuojant, yra artimos eksperimento rezultatams (skirtumas nuo 1 % iki 13 %), o tam tikras nesutapimų didėjimas (13–27 %) pasireiškia 30–50 km/h zonoje. Tai gali būti paaiškinama užfiksuotų atsitiktinių maksimalių vertikalių pagreičių, kuriuos gali sukelti ne tik ratų pažaidos ir bėgių nelygumai, bet ir modeliavimo metu neįvertinti riedmens aširačių skersiniai poslinkiai ir pagrečiai, kurie dėl kūgiško rato profilio daro įtaką kitų riedmens elementų vertikaliesiems svyravimams. Tačiau vidutinės kvadratinės vagono vertikalių pagreičių reikšmės gerai koreliuoja su modeliavimo duomenimis ($RMSE =$

- 0,1927). Tai įrodo sukurto dinaminio išplėstinio modelio patikimumą.
4. Eksperimentinio ir skaičiuojamojo tyrimo rezultatus lyginant su kitų tyrėjų duomenimis nustatyta, kad žemo dažnio (iki 10 Hz) virpesiai atitinka bandymo ir matematinio modeliavimo metu gautas virpesių reikšmes. Rezultatų neatitikimai pastebėti esant aukštesniems (20–80) Hz dažniams. Neatitikimų atsiradimui daro įtaką skirtingi pradiniai įvesties duomenys, riedmenų konstrukcija, kelio elementų parametrai ir aplinkos (meteorologinės) sąlygos.

Bendrosios išvados

1. Sudarytas išplėstinis trimatis dinaminės sistemos „riedmuo–kelias“ matematinis modelis leidžia papildomai vertinti bėgio bangavimo po rato smūgio poveikį gretutiniams vežimėlio aširačiams ir temperatūrinį kelio standumo pokytį.
2. Naudojant sukurta išplėstinį matematinį modelį nustatyti dinaminės sistemos „riedmuo–kelias“ elementų savųjų virpesių dažniai. Nustatyta, kad žiemos metu sistemos „riedmuo–kelias“ elementų savieji dažniai yra vidutiniškai 5 % didesni nei vasarą.
3. Nustatyta, kad didžiulę įtaką vagono elementų dinamikai turi ir aplinkos temperatūra, kuri tiesiogiai veikia kelio viršutinio statinio elementų standumo parametrus. Be to nustatyta, kad vertikalios smūgio jėgos dydis rato ir bėgio kontakte žiemą padidėja iki 1,3 karto.
4. Natūrinių bandymų metu nustatyti dinaminiai vagonų svyravimų parametrai esant 30–80 km/h greičio intervalui ir aširačio rato 1 mm gylio bei 20 mm ilgio iščiuožai. Apskaičiuotos Šperlingo tolygiosios eigos rodiklių reikšmės atitinka leistinas normas, tačiau neužtikrina komfortiško važiavimo.

5. Atlikus skaitinio modeliavimo ir natūrinių eksperimentų rezultatų analizę gauta, kad išmatuotos vagono kėbulo vertikalių pagreičių reikšmės stipriai koreliuoja su modeliavimo rezultatais ($RMSE = 0,1927$). Tai rodo sukurto dinaminės sistemos „riedmuo–kelias“ matematinio modelio patikimumą ir patvirtina galimybę naudoti jį riedmenų dinamikos vertinimui geležinkelio įmonėse.
6. Gauti važiuojančio keleivinio vagono teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatai įgalina praplėsti skaičiavimų galimybes įvertinant papildomų geležinkelio kelio ir riedmens parametrų poveikį važiavimo dinaminiams procesams.

Literatūra ir šaltiniai

Alexandrou, G.; Kouroussis, G.; Verlinder, O. 2016. A comprehensive prediction model for vehicle/track/soil dynamic response due to wheel flats, *Rail and rapid transit* 230(4): 1088–1104

Andersson, C.; Oscarsson, J. 1999. Dynamic train/track interaction including statedependent track properties and flexible vehicle components, *Vehicle system dynamics supplement* 33: 47–58.

Andersson, E.; Berg, M.; Stichel, S. 2007. *Rail vehicle dynamics*. Stockholm, 396.

Baeza, L.; Vila, P.; Xie, G.; Iwnicki, S. D. 2011. Prediction of rail corrugation using a rotating flexible wheelset coupled with a flexible track model and a non-hertzian/non-steady contact model, *Journal of sound and vibration* 330(18–19): 4493–4507.

Bayraktar, M.; Guclu, R. 2009. Vibration of rail vehicles and modelling of system by using MATLAB, in *3th International research/expert conference "Trends in the development of machinery and associated technology"* TMT 2009, Hammamet, Tunisia: 825–828.

Belotserkovskiy, P. M. 1996. On the oscillations of infinite periodic beams subjected to a moving concentrated force, *Journal of sound and vibration* 193(3): 705–712.

Berg, M. 1999. A three – dimensionional airspring model with friction and orifice damping, in *Proceedings of 16th IAVSD symposium "The dynamics of vehicles on roads and on tracks – supplement to vehicle system dynamics"* 33: 528–539.

- Berggren, E. 2009. *Railway track stiffness – dynamic measurements and evaluation for efficient maintenance*: Doctoral Thesis. TRITA AVE 2009:17. 31 p.
- Berggren, E.; Kaynia, A.M.; Dehlo B. 2010. Identification of substructure properties of railway tracks by dynamic stiffness measurements and simulations, *Journal of sound and vibration* 329(19): 3999–4016.
- Bogdevičius, M. 2012. *Transporto priemonių dinamika*. Vilnius: Technika. 206 p.
- Bogacz, R.; Krzyzynski, T.; Popp, K. 1989a. *Influence of beam models on the solution of the generalized jobs problem*. Z. Angew. Math. Mech. 69: 320–321.
- Bogacz, R.; Krzyzynski, T.; Popp, K. 1989b. *On the generalisation of mathews' problem of the vibrations of a beam on elastic foundation*. Z. Angew. Math. Mech. 69: 243–252.
- Bogacz, R.; Krzyzynski, T.; Popp, K. 1993. *On dynamics of systems modelling continuous and periodic guideways*. Arch. Mech. 45: 575–593.
- Bogacz, R.; Meinke, P.; Dzula, S. 1993. Vehicler track interaction for high-speed frequency range in *Proceedings 3rd polish-german workshop*, 165–179.
- Brommundt, E. 1997. A simple mechanism for the polygonalization of railway wheels by wear. *Mechanics research communications and applied* 24(2): 435–442.
- Cho, H. J.; Koo, J. S. 2012. A numerical study of the derailment caused by collision of a rail vehicle using a virtual testing model, *Vehicle system dynamics* 50(1): 79–108.
- Claus, H.; Schiehlen, W. 1998. Modeling and simulation of railway bogie structural vibrations. *Supplement to vehicle systems dynamics* 29(1): 538–552.
- Colombo, E. F. *et al.* 2014. Active carbody roll control in railway vehicles using hydraulic actuation. *Control engineering practice* 31: 24–34
- Cox, S. J.; Wang, A. 2003. Effect of track stiffness on vibration levels in railway tunnels, in *Journal of sound and vibration*, 267(3): 565–573.
- Dailydka, S. 2012. *Keleivių vežimo geležinkeliu priemonių parinkimo tyrimas: daktaro disertacija*. Vilnius: Technika. 164 p.
- Dailydka, S. *et al.* 2008. Modelling the interaction between railway wheel and rail, *Transport* 23 (3): 236–239.
- Dahlberg, T. 2006. *Handbook of railway vehicle dynamics* (edited by S. Iwnicki). Taylor & Francis. 548 p. doi:10.1201/9781420004892.
- Daniel, W. *et al.* 2008. Analysis of rail corrugation in cornering, *Wear* 265: 1183–1192.
- Dietermann, H. A.; Metrikine, A. V. 1996. The equivalent stiffness of a half-space interacting with a beam. Critical velocities of a moving load along the beam. *European journal of mechanics arsolids* 15(1): 67–90.
- Ding, J. *et al.* 2014. Time-frequency analysis of wheel-rail shock in the presence of wheel flat, *Journal of traffic and transportation engineering (english edition)* 1(6): 457–466.

- Diomin, Y. V. 1994. Stabilization of high-speed railway vehicles, *Journal Vehicle system dynamics* 23(1): 107–114.
- Dong, R. G. 1994. *Vertical dynamics of railway vehicle-track system*: PhD Thesis, Concordia University, Montreal, Canada. 275 p.
- Eom, B.; Lee, H. 2010. Assessment of running safety of railway vehicles using multibody dynamics, *International journal of precision engineering and manufacturing* Vol. 11(2): 315–320.
- Ekberg, A. *et al.* 2005. Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading—an overview, *Wear* 258(7–8): 1288–1300.
- Elkins, J.; Wu, H. 2000. Angle of attack and distance-based criteria for flange climb derailment, in *Proceedings of 16th IAVSD symposium “The dynamics of vehicles on roads and on tracks – supplement to vehicle system dynamics”* 33: 293–305.
- Eris, O.; Ergenc, A. F.; Kurtulan, S. 2015. A modified delayed resonator for active suspension systems of railway vehicles, *IFAC-PapersOnLine* 48–12: 281–285.
- Esvelde, C. 2001. *Modern railway track* (Second Edition). MRT-Productions. 654 p.
- Fan, Y.; Wu, W. 2006. Stability analysis of railway vehicles and its verification through field test data, *Journal of the chinese institute of engineers* 29(3): 493–505.
- Fingberg, U. 1990. A model of wheel-rail squealing noise, *Journal of sound and vibration* 143(2): 365–377.
- Frischmuth, K.; Langemann, D. 1998. Numerical Analysis of long-term wear models, *Machine dynamics problems* 20: 113–122.
- Foo, E.; Goodall, R. M. 2000. Active suspension control of flexible-bodied railway vehicles using electro-hydraulic and electro-magnetic actuators, *Control engineering practice* 8(5): 507–518.
- Giannakos, K. 2014. Actions on railway tracks, due to an isolated defect, *International journal of control and automation* 7(3): 195–212.
- Giannakos, K.; Vlsassopoulou, I. 1994. Loading of concrete sleepers and application for twin sleeper, *Technical chronica* 14(2): 24–42.
- Golokvosčius, P. 2004. *Diferencialinių lygčių sprendinių stabilumas*. Vilnius: Vilniaus universiteto leidykla. 232 p.
- Goodall, R. M.; Kortüm, W. 2002. Mechatronic developments for railway vehicles of the future, *Control engineering practice* 10(8): 887–898.
- Graa, M., Nejlaoui, M., Houidi, A., Affi, Z., Romdhane, L. 2015. Modeling and simulation for vertical rail vehicle dynamic vibration with comfort evaluation. *Multiphysics modelling and simulation for systems design and monitoring, applied condition monitoring* 2: 47–57.

Grassie, S. L.; Gregory, R. W.; Harrison, D., Johnson, K. L. 1982. The dynamic response of railway track to high frequency vertical, lateral, longitudinal excitation, *Journal of mechanical engineering science* 24(2): 77–102.

Grassie, S. L. *et al.* 2008. Design of railway wheel profile taking into account rolling contact fatigue and wear, *Wear* 265(9–10): 1273–1282.

Guiral, A.; Alonso, A.; Giménez, J. G. 2015. Vehicle–track interaction at high frequencies – Modelling of a flexible rotating wheelset in non-inertial reference frames, *Journal of sound and vibration* 355: 284–304.

Han, J. W.; Kim, J. D.; Song, S. Y. 2013. Fatigue strength evaluation of a bogie frame for urban maglev train with fatigue test on full-scale test rig, *Engineering failure analysis* 31: 412–420.

Hou, K.; Kalousek, J.; Dong, R. 2003. A dynamic model for an asymmetrical vehicle/track system, *Journal of sound and vibration* 267(3): 591–604.

Ishida, H.; Matsuo, M. 1991. Vehicle safety criteria for evaluation of railway vehicle derailment, *Quarterly Report of railway technical research institute*, Japan 40(1): 18–25.

Jalil, R. 1996. Another look at the single wheel derailment criteria, in *Proceedings of the IEEE/ASME joint railroad conference*, 17–22.

Jaschinski, A. 1995. Multibody simulation of flexible vehicles in interaction with flexible guideways, *Journal of vehicle system dynamics supplement* 24: 31–44.

Jergeus, J. 1998. Martensite formation, residual stress around railway wheel flats, *IMEchE journal of rail and rapid transit* 212: 69–79.

Jezequel, L. 1981. Response of periodic systems to a moving load, *Journal of applied mechanics* 48: 613–618.

Johansson, A.; Nielsen, J. C. O. 1995. Out of round railway wheels, wheel rail contact forces and track response derived from the field tests and numerical simulation, *Journal of rail and rapid transit* 217: 135–146.

Jin, X. *et al.* 2009. An investigation into the effect of train curving on wear and contact stresses of wheel and rail, *Tribology international* 42(3): 475–490.

Huang, C.; Zeng, J.; Liang, S. 2013. Carbody hunting investigation of a high speed passenger car, *Journal of mechanical science and technology* 27(8): 2283–2292.

Kaas-Petersen, Ch. 1986. Chaos in a railway bogie, *Acta mechanica* 61(1): 89–107.

Kassner, M. 2012. Fatigue strength analysis of a welded railway vehicle structure by different methods, *International journal of fatigue* 34(1): 103–111.

Kalker, J. J. 1982. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact, *Vehicle system dynamics* 11(1): 1–13.

Keršys, R.; Bazaras, Ž. 2001. Keleivinio vagono dinamika važiuojant izoliuotomis įdubomis, *Transportas* 16(3): 93–99.

Knothe, K.; Grassie, S. L. 1993. Modelling of railway track and vehicler track interaction at high frequencies, *Vehicle system dynamics* 22(3–4): 209–262.

Koo, J.; Choi, S. Y. 2012. Theoretical development of a simplified wheelset model to evaluate collision-induced derailments of rolling stock, *Journal of sound and vibration* 331(13): 3172–3198.

Kruse, H.; Popp, K.; Krzyzynski, T. 1998. On steady state dynamics of railway tracks modelled as continuous periodic structures, *Machine Dynamics Problems* 20: 149–166.

Krzyzynski, T.; Popp, K. 1997. A mathematical treatise on periodic structures under travelling loads with an application to railway tracks, *Progress in industrial mathematics at ECMI* 96(9): 93–100.

Kumar, S.; Prasanna Rao, D. L. 1984. Wheel rail contact wear, work and lateral force of zero angle of attack, *Journal of dynamic systems, measurements and control* 106(4): 319–326.

Kusel, M.; Brommundt, E. 1998. The evolution of noncircularities at braked or driven railway wheels, *Machine dynamics problems* 20: 313.

Li, P. *et al.* 2007. Estimation of railway vehicle suspension parameters for condition monitoring, *Control engineering practice* 15(1): 43–55.

Li, Q. *at al.* 2016. A combined power flow and infinite element approach to the simulation of medium-frequency noise radiated from bridges and rails, *Journal of sound and vibration* 365: 134–156.

Ma, W. *et al.* 2015. Influence of wheel axle stiffness character to the wheel/rail dynamic contact on the straight track, *Transport* 30(1): 24–32.

Maskeliūnaitė, L. *et al.* 2009. Traukinius aptarnaujančio personalo nuomonės apie keleivių vežimo kokybės kriterijų svarbą nustatymas AHP metodu, *Mokslas – Lietuvos ateitis* 1(6): 57–62.

Matsumoto, A. *et al.* 2005. Improvement of bogie curving performance by using friction modifier to rail/wheel interface, *Wear* 258(7–8): 1201–1208.

Mei, T. X. *et al.* 2002. Mechatronic solutions for high-speed railway vehicles, *Control engineering practice* 10 (9): 1023–1028.

Meinders, T. 1998. Modeling of a railway wheelset as a rotating elastic multibody system, *Machine dynamics problems* 20: 209–220.

Metrikine, A. V.; Dietermann, H. A. 1997. The equivalent vertical stiffness of an elastic half-space interacting with a beam, including the shear stresses at the beam half-space interface, *European journal of mechanics - A/Solids* 16(3): 515–527.

Meywerk, M. 1999. Polygonalization of railway wheels, *Archive of applied mechanics* 69(2): 105–120.

Mi, C.; Li, F. 2006. Fatigue strength of bogie frame of high-speed train under spectrum load, *Journal of Southwest Jiaotong University* 41(3): 1001–1023.

- Miao, B. *et al.* 2007. Carbody fatigue life simulation based on multibody dynamics and FEM, *Journal of the China Railway Society* 2007-04: 852–868.
- Morys, G. B. 1998. *Zur entstehung und verstärkung von unrundheiten an eisenbahnradern bei hohen geschwindigkeiten*: Phd Thesis. Universitat Karlsruhe (TH), Germany. 152 p.
- Moreau A. 1992. Characteristics of wheel/rail contact, *Rail engineering international* 3: 15–22.
- Nejlaoui, M. *et al.* 2013. Multiobjective robust design optimization of rail vehicle moving in short radius curved tracks based on the safety and comfort criteria, *Simulation modelling practice and theory* 30: 21–34.
- Nielsen, J.; Igeland, A. 1995. Vertical dynamic interaction between train and track influence of wheel and track imperfections, *Journal of sound and vibration* 187(5): 825–839.
- Nielsen, J.; Oscarsson, J. 2004. Simulation of dynamic train–track interaction with state-dependent track properties, *Journal of sound and vibration* 275: 515–532.
- Qing, O.; Yin, S. 2003. The non-linear mechanical properties of an airspring, *Mechanical systems and signal processing* 17(3): 705–711
- Periard, F. 1998. *Wheel-rail noise generation: curve squealing by trams*: Phd Thesis, Technical University Delft. 146 p.
- Pieringer, A.; Kropp, W.; Nielsen, J. 2014. The influence of contact modelling on simulated wheel/rail interaction due to wheel flats, *Wear* 314 (1–2): 273–281.
- Polach, O. 2005. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit, *Wear* 258: 992–1000.
- Polach, O. 2011. Wheel profile design for the target conicity and wide tread wear spreading, *Wear* 271(1–2) 195–202.
- Popp, K.; Bogacz, R. 1984. Dynamik und bewegungsstabilität von zug-gleis-systemen, in *VDI-Bericht* 510: 197–204.
- Popp K.; Kruse H.; Kaiser I. 1999. Vehicle–track dynamics in the mid-frequency range, *Vehicle system dynamics : International journal of vehicle mechanics and mobility* 31(5–6): 423–464.
- Pyrgidis, C. 1990. *Etude de la stabilité transversale d'un véhicule ferroviaire en alignement et en courbe – Nouvelles Technologies des bogies – Etude comparative*: Thèse de Doctorat de l' ENPC, Paris. 478 p.
- Pyrgidis, C.; Iwnicki, S. 2006. *Short training course in railways. Training section A*. Hellenic Institute of Transportation. Thessaloniki, 93 p.
- Pyrgidis, C.; Panagiotopoulos, A. 2012. An optimization process of the wheel profile of tramway vehicles, *Elsiever procedia social and behavioral sciences* 48: 1130–1142.

Pyrgidis, C.; Bousmalis, T. 2010. A design procedure of the optimal wheel profile for railway vehicles running at conventional speeds, 5th International congress on transport research in Greece, *Congress proceedings* (CD): 914–929.

Rajib, U. A. U. 2012. *Analysis of a three-dimensional railway vehicle-track system and development of a smart wheelset*: Doctoral dissertation thesis. Concordia University Montreal, Quebec, Canada. 293 p.

Ripke, B.; Knothe, K. 1991. *Die unendlich lange schiene auf diskreten schwellen bei harmonischer einzellasterregung*. Dusseldorf: VDI-Verlag. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 11, Nr. 155. 54 p.

Rubinstein, D.; Hitron, R. 2004. A detailed multi-body model for dynamic simulation of off-road tracked vehicles, *Journal of terramechanics* 41(2–3): 163–173

Sayyaadi, H.; Shokouhi, N. 2009. A new model in rail-vehicles dynamics considering nonlinear suspension components behavior, *International journal of mechanical sciences* 51(3): 222–232.

Sawley, K.; Curtis U.; Russell W. 2005. The effect of hollow-worn wheels on vehicle stability in straight track, *Wear* 258(7–8): 1100–1108.

Shieh, N. C.; Lin, C. L.; Lin, Y. C.; Liang, K. Z. 2005. Optimal design for passive suspension of a light rail vehicle using constrained multiobjective evolutionary search, *Journal of sound and vibration* 285(1–2): 407–424.

Shevtsov, I. Y.; Markine, V. L.; Esveld, C. 2005. Optimal design of wheel profile for railway vehicles, *Wear* 258(7–8): 1022–1030. doi:10.1016/j.wear.2004.03.051.

Schneider, E.; Irretier, H.; Popp, K. 1988. Noise generation in railway wheels due to rail-wheel contact forces, *Journal of sound and vibration* 120(2): 227–244.

Stadler, W.; Shreeves, R.W. 1970. The transient and steady-state response of the infinite bernoulli-euler beam with damping and elastic foundation, *The quarterly journal of mechanics & applied mathematics* 23(2): 197–208.

Soukup, J.; Skočilas, J.; Skočilasová, B. 2016. Assessment of railway wagon suspension characteristics, *Mechanical systems and signal processing* 76–77: 732–741.

Sun, Y. Q.; Dhanasekar, M. 2002. A dynamic model for the vertical interaction of the rail track and wagon system, *International journal of solids and structures* 39(5): 1337–1359.

Sun, Y. Q.; Dhanasekar, M.; Roach, D. 2003. A three-dimensional model for the lateral and vertical dynamics of wagon-track system, in *Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part F: Journal of rail and rapid transit* 217(1): 31–45.

Sun, Y. Q.; Cole, C. 2007. Comprehensive wagon-track modelling for simulation of threepiece bogie suspension dynamics, in *Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part C: Journal of mechanical engineering science* 221(8): 905–917.

Sun, Y. Q.; Cole, C.; Boyd, P. 2011. A numerical method using VAMPIRE modelling for prediction of turnout curve wheel-rail wear, *Wear* 271: 482–491.

- Sun, Y. Q.; Simson, S. 2008. Wagon-track modelling and parametric study on rail corrugation initiation due to wheel stick-slip process on curved track, *Wear* 265: 1193–1201.
- Sunami, H. *et al.* 2012. Model for analysis of bogie frame motion under derailment conditions based on full-scale running tests, *Multibody system dynamics* 27(3): 321–349.
- Szolc, T. 1998. Medium frequency dynamic investigation of the railway wheelset-track system using a discrete-continuous model, *Archive of applied mechanics* 68(1): 30–45.
- Turek, J. 1995. Non-linear response of the track. Interaction of railway vehicles with the track and its substructure, *Supplement to vehicle system dynamics* 24: 265–279.
- Vasic, G.; Franklin, F. J.; Fletcher D. I. 2011. Influence of partial slip and direction of traction on wear rate in wheel-rail contact, *Wear* 270: 163–171.
- Verbic, B. *et al.* 1997. Investigating the dynamic behaviour of rigid track, *Railway gazette international*: 583–586.
- Vesnitskii, A. I.; Kononov, A. V.; Metrikine, A. V. 1995. Transition radiation in two-dimensional elastic systems, *Journal of applied mechanics and technical physics* 36(3): 468–475.
- Wagner, Utz. 2009. Nonlinear dynamic behaviour of a railway wheelset, *Vehicle system dynamics* 47(5): 627–640. doi:10.1080/00423110802331575.
- Wallentin, M.; Bjarnehed, H. L.; Lundén, R. 2005. Cracks around railway wheel flats exposed to rolling contact loads and residual stresses, *Wear* 258(7–8): 1319–1329.
- Wang, W. L.; Yu, D. S.; Zhou, Z. 2015. In-service parametric modelling a rail vehicle's axle-box hydraulic damper for high-speed transit problems, *Mechanical systems and signal processing* 62–63: 517–533.
- Wei, W.; Li, G. 2012. Development of high-speed railway vehicle derailment simulation – Part II: Exploring the derailment mechanism, *Engineering failure analysis* 24: 93–111. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2012.02.001>.
- Weinstock, H. 1984. Wheel climb derailment criteria for evaluation of rail vehicle safety. Paper no.84-WA/RT-1, Winter annual meeting of the American Society of mechanical engineers, November.
- Wickens, A. H. 1965. The dynamic stability of railway vehicle wheelsets and bogies having profiled wheels, *International journal of solids and structures* 1(3): 319–341.
- Wu, T. X.; Thompson, D. J. 2003. On the impact noise generation due to a wheel passing over rail joints, *Journal of sound and vibration* 267(3): 485–496.
- Zeng, J.; Wu, P. 2008. Study on the wheel/rail interaction and derailment safety, *Wear* 265(9–10): 1452–1459.
- Zhou, R.; Zolotas, A.; Goodall, R. 2011. Integrated tilt with active lateral secondary suspension control for high speed railway vehicles, *Mechatronics* 21(6): 1108–1122.

Žygienė, R. 2015. *Geležinkelio riedmenų ratų su pažaida ir bėgių sąveikos dinaminio proceso tyrimas: daktaro disertacija*. Vilnius: Technika. 121 p.

Вершинский, С. В.; Данилов, В. Н.; Хусидов, В. Д. 1991. *Динамика вагона*. Москва: Транспорт. 359 с.

Гарипов, Д. С. 2012. *Прогнозирование развития ползуна и оценка его влияния на динамику колеса: автореферат диссертации кандидата технических наук*. Самара: СамГУПС. 22 с.

Гарипов, Д. С.; Кудюров, Л. В. 2011. Методика расчета развития ползуна на колесной паре в зависимости от его первоначальных размеров, скорости движения и статической нагрузки на ось, журнал «Известия Самарского научного центра Российской академии наук» 13(4–3): 996–998.

Жаров, И. А. 2010. Выбор показателей, критериев и неровностей пути при оценке вероятности схода экипажа, *Вестник всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта* 6: 20–23.

Коган А. Я.; Пейч Ю. Л. 2002. Расчет нестационарного напряженно-деформированного состояния элементов конструкции пути в зоне стыка рельсов, *Вестник ВНИИЖТ* 2: 31–39.

Коган, А. Я. 1997. *Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом*. Москва: Транспорт. 328 с.

Кочетков, А. С. 2011. *Разработка методики контроля дефектов поверхности катания железнодорожных колес в движении по показателям динамики их взаимодействия с рельсами: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук*. Томск: Сибирский государственный университет путей сообщения. 22 с.

Кудюров, Л. В.; Гарипов, Д. С. 2010. Математическая модель развития плоского дефекта на поверхности катания колеса с учетом упругости подвески и вертикальной неровности пути, *Вестник Самарского государственного технического университета, Серия: Физико-математические науки* 1(20): 178–187.

Лысюк, В. С. 1997. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов. Москва: Транспорт. 188 с.

Манашкин, Л. А.; Мямлин, С. В.; Приходько, В. И. 2007. *Гасители колебаний и амортизаторы ударов рельсовых экипажей (математические модели): монография*. Днепропетровск: АРТ-ПРЕСС. 196 с.

Мямлин, С. В. и др. 2009. Исследование пространственных колебаний длиннобазного вагона-платформы, *Железнодорожный транспорт Украины* 6: 47–49.

Мямлин, С. В. 2003. *Улучшение динамических качеств рельсовых экипажей путем усовершенствования характеристик рессорного подвешивания: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук*. Днепропетровск. 455 с.

Мямлин, С. В. 2002а. *Моделирование динамики рельсовых экипажей: монография*. Днепропетровск: Новая идеология. 240 с.

Мямлин, С. В. 2002b. Влияние жесткости рессорного подвешивания на динамические показатели качества пассажирского вагона. Днепропетровск: ДИИТ, *Транспорт* 10: 46–50.

Николаев, В. А. 2003. *Разработка методов аналитического конструирования квазиинвариантных систем рессорного подвешивания железнодорожных экипажей*: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Омск. 42 с.

Сладковский, А.; Погорелов Д. Ю. 2008. Исследование исследования динамического взаимодействия в контакте колесо-рельс при наличии ползунов на колесной паре, *Вісник Східноукраїнського національного університету* 5: 88–95.

Черкашин, Ю. М.; Погорелов, Д. Ю.; Симонов В. А. 2010. Влияние параметров экипажей и пути на безопасность движения поездов, *Вестник всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта* 2: 3–9.

Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Bureika, G.; Gaidamauskas, E.; Kupinas, J.; Bogdevičius, M.; Steišūnas, S. 2016a. Modelling the assesment of traffic risk at level crossings of Lithuanian railways, *Trasport*. Vilnius: Technika. <http://dx.doi.org/10.3846/16484142.2016.1244114>. ISSN 1648-3480 (Online). [Published online]. (Thomson Reuters duomenų bazėje „Web of Science“)

Bureika, G.; Steišūnas, S. 2016b. Complex evaluation of electric rail transport implementation in Vilnius city, *Transport problems*. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. ISSN 1896-0596. Vol. 11, iss. 1: 49–60.

Dižo, J.; Steišūnas, S.; Blatnický, M. 2016. Simulation analysis of the effects of a rail vehicle running with wheel flat, *Manufacturing technology: journal for science, research and production*. Usti nad Labem: J.E. Purkyne University in Ústí nad Labem. ISSN 1213-2489. Vol. 16, No. 5: 889–896.

Steišūnas, S.; Bureika, G. 2014. Study of freight wagon running dynamic stability taking into account the track stiffness variation, *Transport problems*. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. ISSN 1896-0596. Vol. 9, iss. 4: 131–143.

Dižo, J.; Steišūnas, S.; Blatnický, M. 2015a. Rail vehicle motion smoothness analysis with damaged wheel, *Railway transport and logistics: scientific and technical journal about railway transport, the logistics and management*. Žilina: Univesity of Žilina. ISSN 1336-7943. Vol. 11, no. 2: 4–9.

Straipsniai kituose leidiniuose

Lunys, O.; Dailydka, S.; Steišūnas, S.; Bureika, G. 2016a. Analysis of freight wagon wheel failure detection in Lithuanian railways, *Procedia Engineering. TRANSBALTICA 2015: proceedings of the 9th international scientific conference, May 7–8, 2015*. Vilnius Gediminas Technical University, Vilnius, Lithuania. Amsterdam: Elsevier Science Ltd. ISSN 1877-7058. Vol. 134: 64–71. (Thomson Reuters duomenų bazėje „Conference Proceedings“)

Lunys, O.; Dailydka, S.; Steišūnas, S.; Subačius, R.; Jastremskas, V. 2016b. Study of freight wagon speed control efficiency at sorting wagons from a marshaling hump under changing environmental conditions, *Poland-Georgian scientific and technical conference "Transport Bridge Europe - Asia", 22–24 October, Tbilisi*. Tbilisi: Georgian Technical University. ISBN 9789941092701. No. 2: 137–143.

Lunys, O.; Dailydka, S.; Steišūnas, S.; Bureika, G.; Subačius, R. 2016c. Investigation of the specifics of freight wagon speed control by means of sliding blocks at a marshalling hub, *Transport problems 2016: VIII international scientific conference. V international symposium of young researchers: proceedings*. Silesian University of Technology. Katowice: Silesian university of technology Faculty of transport. ISBN 9788393523283. p. 305–313.

Lunys, O.; Dailydka, S.; Steišūnas, S. 2016d. Study of freight wagon speed control efficiency at sorting wagons from marshaling humps, *Transport Means 2016: proceedings of the 20th international scientific conference, October 5–7, 2016, Juodkrante, Lithuania, Part 2*. Kaunas: Kauno technologijos universitetas. ISSN 1822-296X. p. 408–413.

Dižo, J.; Steišūnas, S.; Blatnický, M. 2015b. Dynamic analysis of motion smoothness of rail vehicle with wheel-flat, *PRORAIL 2015: 22nd international conference Current problems in rail vehicles: proceedings*. September 16–18, Žilina, Slovakia. Žilina: VTS pri ŽU. ISBN 9788089276486. Vol. I: 83–92.

Sankauskas, D.; Steišūnas, S.; Bureika, G. 2016. Keleivinių vagonų pakabos parametrų įtakos važiavimo tolygumui tyrimas, *19-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminės konferencijos "Transporto inžinerija ir vadyba", vykusios 2016 m. gegužės 6 d. Vilniuje, straipsnių rinkinys*, 6 May 2016, Vilnius, Lithuania [elektroninis išteklius]. Vilnius: VGTU. ISSN 2029-7149. p. 17–21.

Balevičius, V.; Steišūnas, S.; Bureika, G. 2014. Prekinių vagonų pakabos parametrų įtakos važiavimo tolygumui tyrimas, *Mokslas – Lietuvos ateitis: Statyba, transportas, aviacinės technologijos*. Vilnius: Technika. ISSN 2029-2341. T. 6, Nr. 5: 538–545.

Steišūnas, S.; Bureika, G.; Liudvinavičius, L. 2013. Survey of assessment methods of rolling-stock chassis hunting and derailment processes, *TRANSBALTICA 2013: the 8th*

International Conference May 9–10, 2013, Vilnius, Lithuania: selected papers. Vilnius: Technika. ISSN 2029-2376. p. 218–224.

Steišūnas, S. 2012. Keleivinių traukos riedmenų geležinkelio magistralei "Rail Baltica" parinkimo algoritmas, *Transport Means – 2012: proceedings of the 16th international conference*, Kaunas University of Technology, Lithuania. Kaunas: Technologija. ISBN 1822-296X, ISBN 9786090207833. p. 31–36. (Thomson Reuters duomenų bazėje „Conference Proceedings“)

Summary in English

Introduction

Formulation of the problem

Transport is one of the most important sectors of our national economy, creating up to 12% of the gross domestic product of the country. In Lithuania annual freight transportation by rail alone amounts to 40–45 million tonnes and 4 million passengers. Despite that up to 90% of revenue is derived by JSC “Lietuvos geležinkeliai” from freight transportation, permanent investments are made in the renovation of the fleet of passenger vehicles and the smart passenger service technologies. Seeking to attract the larger flows of passengers, the train running speed and frequency of routes is being increased, and a still broader range of services is offered to passengers. Moreover, it is important to constantly assess the passenger riding comfort (convenience) which is significantly affected by the vibrations of the passenger car bodies. These vibrations are generated due to the interaction between the railway track and the vehicle bogie during train movement. Modern vehicles are quite comfortable, though, during their exploitation, defects in the running surface of a wheelset of wheels and track (rail) irregularities occur. While vehicles are riding on rails, these defects of the car bogie and the track are generating extra vibrations of the body and noise that may cause unpleasant sensation to passengers.

While operating the railway vehicles, the condition of the upper rail head and wheel rolling surface should be observed in order to timely eliminate or decrease the undesirable effects caused due to the bogie–rail interface on both the car suspension and passengers. On the other hand, in the case of occurrence of considerable defects in the wheelset

wheel rolling surface, when vehicles are moving at a too high velocity, the rails may get damaged (broken) and a traffic accident may take place.

Relevance of the thesis

Specialists involved in passenger vehicle operation and repair are faced with a problem of precise and reliable evaluation of the car body vibrations, induced by a wagon with wheel defects, and their impact on passengers. Another important aspect is to determine the permissible driving speed by which the passenger wagon with wheel defects could move to the nearest station or depot without damaging the rails. It is a very expensive and long-lasting process for the specialists of the companies in charge of technical maintenance of the rail vehicles to perform field testing of passenger vehicles (pilot running): the train traffic in the span should be closed and vehicles in operation should be used for testing. Furthermore, a danger arises that during testing of vehicles the cars with wheel defects may damage irreparably both the rails and the wheelsets. Scientifically justified computation methods for evaluation of the passenger car suspension operation and wheelset wheel and rail interaction are developed in this thesis. These methods allow the field testing of the vehicles to be replaced by reliable computer simulation research.

Object of the research

The object of research is the interaction of the running wagon with a wheelset flat, bogie and railway track.

The aim of the thesis

The thesis is aimed at revising of evaluation methodology of wagon wheelset interaction between rails considering the track stiffness variation due to temperature changes at different seasons of the year.

The objectives of the thesis

For an implementation of the aim of the thesis, the following tasks were set:

1. To achieve the objective of the thesis, the following tasks are being solved:
2. To study scientific publications on vehicle bogie and track interaction. Formulation of the topicality (relevance), aim and tasks of the work.
3. To study the dynamic processes of the interaction between the vehicle bogie and the rails by evaluating the parameters of railway track upper construction, vehicle bogie and body.
4. To perform theoretical investigation of the dynamic processes of a wagon by using an expanded mathematical model of the "Vehicle-Track" dynamic system and to study the effect of the wheel with the rolling surface defects on the vibrations of the car elements and impact on passenger convenience at different seasons of the year (winter and summer).
5. To perform field tests (pilot running) of a wagon with wheel flats and to analyse the experimental results. To measure the variations in the resilience module of the upper construction of the railway track module at different seasons of the year (winter and summer).

6. To compare the exploratory results obtained using the developed mathematical model of the dynamic system “Vehicle–Track” with the findings received during field tests.

The research methodology

Theoretical calculation and experimental research methods are applied in the work.

Analytical and numerical methods are applied in the theoretical part; analysis is made of eigenfrequencies in the dynamic system “Vehicle–Track” at different seasons and of dynamic process characteristics. *MATLAB/Simulink*, *TurboLab*, and *SIMPAC* software is applied in the research.

A test train with faulty wheelsets specially selected for experimental investigation (field testing) was used. The dynamic parameters of the rolling stock were measured using *Corrsys-Datron*, *Kistler Type 8395A*, *Kistler Type CDAS3A* equipment.

Scientific novelty of the thesis

In the course of the dissertation preparation, the new findings in the transport engineering science have been obtained:

1. An expanded mathematical model of the dynamic system “Vehicle–Track” was developed on the basis of analytical and numerical methods, enabling the assessment of dynamic processes occurring in this system under different environmental conditions (winter and summer) to be performed.
2. Eigenfrequencies of the dynamic system “Vehicle–Track” were determined at passenger car running in winter and summer and differences in accelerations of the system elements at varying stiffness of a track structure were demonstrated. Variations of operating forces in the wheel-rail contact at different seasons have been identified.
3. A study was made of vibrations of the body of the rail wagon with wheel defects depending on the running speed, car suspension and the parameters of the railway track elements at different seasons of the year (winter and summer), according to which the passenger ride comfort could be assessed.

Practical value of the research findings

1. Applying the proposed expanded mathematical model of the three-dimensional dynamic system “Vehicle–Track”, it is possible precisely and reliably by using computational methods alone to determine the permissible speed of the passenger car with wheel defects at different seasons of the year (winter and summer).
2. Application of the proposed expanded three-dimensional mathematical model of the “Vehicle–Track” dynamic system in the investigation of the interaction between the railway rolling stock bogie and the rails would make it possible for the enterprises involved in the technical maintenance of railway vehicles to save funds that would have been allocated for train traffic interfering and long-term dynamic field tests of rolling stock.

3. On the basis of experimental and theoretical research data, railway specialists are given the opportunity to evaluate more exhaustively an impact of the interaction between the rolling stock bogie and the rails on passenger comfort (convenience).

Defended statements

1. The developed mathematical model of the system “Vehicle–Track” permits the performance of the exhaustive study of dynamic processes at separate points of the wagon bogie and the body, upon the evaluation of the effect of geometrical parameters of the wagon suspension, track structure, wheel and rail and their defects on the system under study.
2. The developed expanded three-dimensional mathematical model of the dynamic system “Vehicle–Track” makes it possible to additionally assess the effect of the rail corrugation after the wheel impact on the adjacent bogie wheelsets.
3. Findings of the developed mathematical model and the conducted experimental studies are in a strong intercorrelation. This shows the reliability of the mathematical model of the dynamic system “Vehicle–Track” and confirms an option to use it in evaluating the rolling stock dynamics in railway enterprises.

Approval of the research findings

14 scientific papers on the subject of the thesis have been published: one – has appeared in journals included in „Web of Science“ list with citation index (Bureika *et al.* 2016a), two – in publications of Thomson Reuters Database „Conference Proceedings“ (Steišūnas 2012, Lunys *et al.* 2016a), four – in other international database publications (Balevičius *et al.* 2014, Steišūnas *et al.* 2014, Bureika *et al.* 2016b, Dižo *et al.* 2016), one – in other peer-reviewed periodical scientific publication (Dižo *et al.* 2015b), six – in publications of peer-reviewed reports provided at international conferences (Steišūnas *et al.* 2013, Dižo *et al.* 2015a, Lunys *et al.* 2016b, Lunys *et al.* 2016c, Lunys *et al.* 2016d, Sasnauskas *et al.* 2016).

The results of the research described in the Thesis were presented at twelve scientific conferences in Lithuania and abroad:

- at the Conference of Young Scientists “*Science – the Future of Lithuania*” held in the years 2014 and 2016 in Vilnius;
- at the International Conference “Transport Means 2012, 2016” in Kaunas;
- at the International Conference “TRANSBALTICA 2013, 2016” in Vilnius;
- at the International Conference “TRANSPORT PROBLEMS 2014, 2015, 2016” in Katowice, Poland;
- at the International Conference “CURRENT PROBLEMS IN RAIL VEHICLES – PRORAIL 2015” in Žilina, Slovakia;
- at the Conference of Young Scientists “Experimental and computational methods in engineering” 2016, Usti nad Labem, Czech Republic;
- at the International Conference “EUROPE-ASIA TRANSPORT BRIDGE”, 2016 m., Tbilisi, Georgia.

Structure of the thesis

The dissertation consists of an introduction, four chapters and conclusions. The volume of the dissertation is 141 pages, exclusive annexes; the text contains 113 numbered formulas, 64 figures and 17 tables. 138 literature sources are used in the dissertation.

Acknowledgements

I am very grateful to all employees of Department of Railway Transport for various advices, guidance and assistance in preparing this dissertation.

I am incredibly thankful to my scientific supervisor Prof. Dr Gintautas Bureika, who encouraged, supported and provided excellent opportunities to improve.

Prof. Dr Habil. Marijonas Bogdevičius deserves a special thank. His advice has helped to improve this dissertation.

Finally, I want to sincerely thank my family for their support, understanding and patience.

1. Analysis of research works, intended for the study of rolling stock dynamics

This chapter provides an overview of research works dealing with the peculiarities of rolling-stock horizontal and vertical dynamics and the factors affecting the stability of rolling-stock motion and safety. Analysis is made of the developed mathematical models studying the interaction of the vehicle and the railway track and examining dynamic processes occurring thereto. A deeper analysis is given of the rolling stock wheel defects and their effects. Tendencies in the investigation and improvement of vehicle bogie and suspension parameters are surveyed.

Investigation of rolling-stock horizontal and vertical dynamics necessitates sophisticated computing, and complex mathematical models are being developed, since a good number of variable factors may be active in the system “Vehicle–Track”. The major part of the works deals only with vehicle wheelset and rail interaction; the whole complexity of the interaction of the system “Vehicle–Track” has not been fully evaluated. Upon conducting an analysis of the factors having an effect on the rolling stock movement stability and of the generalised peculiarities of the survey of rolling-stock horizontal and vertical dynamics, it has been determined that major attention is devoted to the research of high speeds of passenger car movement (from 300 km/h to 500 km/h), even though no account at all is taken of the effect of wheel rolling surface defects on riding safety and passenger comfort.

The most frequently occurring wheel rolling surface defect is a flat and special attention is focused on investigating freight wagons with wheel defects, whereas insufficient attention is devoted to the impact of passenger car wheel rolling surface defects on riding safety and stability.

In generalisation of analysis of dynamic models of the system “Vehicle–Track”, it is possible to state that in studying the system “Vehicle–Track” the complex dynamic vehicle model is most often selected, also covering vehicle faults and deterioration arising during operation, even though a very simple track model is the most frequent choice. In some other case, when analysing the railway track and its defects, the sim-

plified model of the vehicle is chosen. To obtain the reliable results, the level of accuracy of all components of models under study should be made uniform. The majority of mathematical models of rolling stock vertical forces provides an evaluation just of a certain part (1/4, 1/8) of the calculated mass of rolling-stock elements and do not assess the dynamic effects of all rolling-stock elements on vibrations, this impacting the accuracy of results.

2. Simulation of dynamic parameters of rolling stock with wheel rolling surface defects

A mathematical model of the system “Vehicle–Track” is used in the analysis of the vehicle and rail track vertical interaction, evaluating torsional vibrations of the body, bogies and wheelsets, wheel rolling defects and railway track irregularities. Assumptions, made in studying the interaction of separate components of the system “Vehicle–Track”:

- The first car bogie wheelset is with a wheel flat.
- A flat is simulated as an extra irregularity of the railway track.
- The car construction elements are taken as absolutely solid bodies.
- Damping of vibrations of primary and secondary suspensions is described by linear damping elements.
- Wheel-rail contact is simulated according to the nonlinear Hertzian contact theory.
- Interaction of ground layers under adjacent sleepers is not evaluated.
- A rail is described by beam of finite elements.

A passenger car model as adapted to this research consists of the whole body, two bogies and four wheelsets. This car model with 17 degrees of freedom determines the vertical displacements of the body, bogies and wheelsets. Rotation of model elements around the x and y axes is also assessed. The general passenger car model structure is given in Fig. S.2.1.

A rail track model estimates the vertical displacements of the rail, sleeper and ballast layer (Z_{bij} , Z_{pbi} , Z_{snkij}) under each wheelset wheel during car movement. In the simulation of the rail track, the following separate elements possessing the mass have been distinguished: rails, sleepers and ballast layer – M_b , M_{pb} , M_{snk} . Rotation of sleepers is described by values ϕ_{pbi} . All the main railway track elements are interacting as the system of stiffness and damping elements. The motion equations describing a model of vertical forces are written in matrix form without external forces:

$$[M_v]\{\ddot{z}\} + [C_v]\{\dot{z}\} + [K_v]\{z\} = 0, \quad (\text{S.2.1})$$

where $[M_v]$ is the car model mass matrix; $[C_v]$ is the damping matrix; $[K_v]$ is the stiffness matrix; $\{z\}$ – is the vertical displacement vector.

A dynamic model for the interaction of railway track elements is presented in Fig. S.2.2.

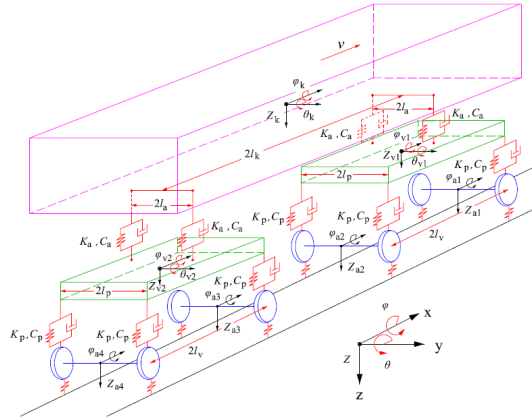
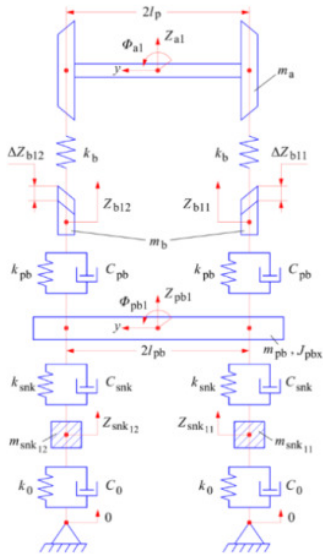


Fig. S.2.1. Schematic diagram of a passenger car model

a)



b)

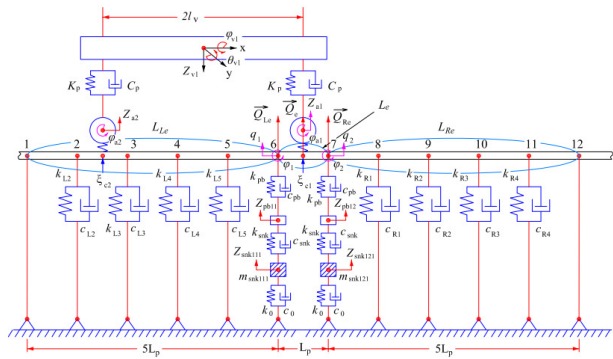


Fig. S.2.2. A dynamic model for the interaction of railway track elements: a) track elements under one wheelset; b) upon evaluation of the interaction of finite elements

Equations describing the model of the vertical forces of the railway track are written in the analogous matrix form as for (S.2.1). Assumption is made that the whole zone of impact of the wheelset with a flat consists of the central finite element L_e and two finite elements on each side L_{Le} and L_{Re} . Supports on the edges of the first and last finite

element are absolutely stiff. According to the dynamic model of the track, a wheelset impact through the central finite element L_e is distributed on two sleepers and ballasts, and is further transmitted to the finite elements L_{Le} and L_{Re} . In order to assess the influence of L_{Le} and L_{Re} elements on the whole system, the displacements of the finite elements of the rails should be determined on the Z axis:

$$w(\xi) = [N(\xi)]\{q_e\}, \quad (\text{S.2.2})$$

where $\xi = \frac{x-x_1}{5L_p}$, when $x_1 \leq x \leq x+5L_p$ is the dimensionless coordinate; $5L_p$ is the finite element length, $\{q_e\}$ is the displacement vector, x is the total covered distance, x_1 is the distance to the covered sleeper; $[N(\xi)]$ – is the matrix of the finite element form functions. The potential energy of the left-side rail finite element L_{Le} is equal to:

$$\begin{aligned} E_{pLe} = & \frac{1}{2}\{q_L\}^T [K_{Le}] \{q_L\} + \frac{1}{2} \sum_{i=2}^6 \{q_L\}^T [N(\xi_i)]^T k_{Li} [N(\xi_i)] \{q_L\} = \frac{1}{2}\{q_L\}^T [K_{Le}] \{q_L\} + \\ & + \sum_{i=2}^6 \frac{1}{2} k_{Li} w^2(\xi_i), \end{aligned} \quad (\text{S.2.3})$$

where k_{Li} is the equivalent track stiffness, $[K_{Le}]$, $\{q_L\}$ is left-side finite element stiffness matrix and displacement vector, which equals: $\{q_L\}^T = [0, 0, q_1, \varphi_1]$. The potential energies of elements L_{Re} and L_e are described in analogous way, where displacement vectors equal $\{q_R\}^T = [q_2, \varphi_2, 0, 0]$ and $\{q_e\}^T = [q_1, \varphi_1, q_2, \varphi_2]$ respectively. Upon evaluation of the rotation of wheelsets around the X axis, the wheelset wheel- the rail penetration at contact point c_i with dimensionless coordinate ξ_{ci} is:

$$\delta_{ci} = w(\xi_{ci}) - Z_{aj} + l_p \varphi_{aj} - \Delta_{ci} = [N(\xi_{ci})]\{q_e\}. \quad (\text{S.2.4})$$

Now the generalised forces at contact point c_i will equal:

$$Q_{z_{aj}} = -\frac{\partial E_{pcj}}{\partial Z_{aj}} = k_H \delta_{cj}^n, \quad (\text{S.2.5})$$

$$Q_{\varphi_{aj}} = -\frac{\partial E_{pci}}{\partial \varphi_{aj}} = -\frac{\partial \delta_{ci}}{\partial \varphi_{aj}} \cdot \frac{\partial E_{pci}}{\partial \delta_{ci}} = -L_p k_H \delta_{ci}^n. \quad (\text{S.2.6})$$

A system of equations for movement of the rail finite elements L_e , L_{Le} and L_{Re} is formed:

$$[M_b]\{\ddot{q}_b\} + [C_b]\{\dot{q}_b\} + [K_b]\{q_b\} = \{F_b\}, \quad (\text{S.2.7})$$

where $[M_b]$, $[C_b]$ and $[K_b]$ are the rail finite element mass, damping and stiffness matrices respectively; $\{q_b\}$, $\{\dot{q}_b\}$ and $\{\ddot{q}_b\}$ are the appropriate point displacement, speed and acceleration vectors accordingly.

The nonlinear system of equations of the rail movement is equal to:

$$\{\ddot{q}_b\} = \{F_{\Sigma b}(q_b, \dot{q}_b)\}, \quad (\text{S.2.8})$$

where $\{F_{\Sigma b}(q_b, \dot{q}_b)\} = [M_b]^{-1}(\{F_b\} - [K_b]\{q_b\} - [C_b]\{\dot{q}_b\})$.

The model novelty is that upon integration of the derived nonlinear system of equations of the rail movement into a mathematical model of the system “Vehicle–Track” it is possible to assess precisely the influence of the vibrations propagating along the railway track on adjacent wheelsets. The schematic diagram of a mathematical model of the vertical vibrations of the passenger car with a wheel flat, as described with MATLAB/Simulink software package, is presented in Fig. S.2.3.

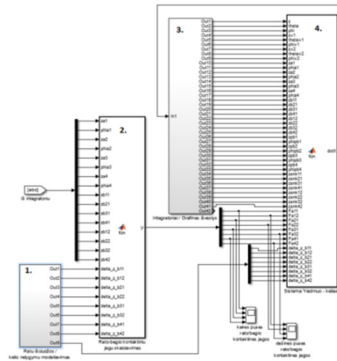


Fig. S.2.3. General view of 53 DOF model of vertical oscillations of passenger car with wheel flat in software package *MATLAB/Simulink* environment

Using the software package MATLAB for mathematical computations, linearization of the system of nonlinear differential equations describing the “Vehicle–Track” dynamic system is performed. The frequency values of natural and damping vibrations have been determined. It has been observed that with the change in the track stiffness at different seasons the “Vehicle–Track” values of eigenfrequencies in winter are, on the average, by 5% higher than in summer.

3. Numerical investigation of passenger car vibrations

Research provided in this chapter is aimed at evaluating the effects of wheel rolling defects and track irregularities on all vibrations of car elements (body, bogies and wheelsets) at different running speeds and environmental conditions, as well as at determining optimum suspension parameters for reducing these vibrations. The chapter gives estimations of vertical and angular accelerations of car elements upon variation of the above-mentioned parameters. The work also estimates the effect of track stiffness changes (in summer and winter) on vibrations under study. Variations in the vertical accelerations of the body in winter and summer are plotted in Fig. S.3.1.

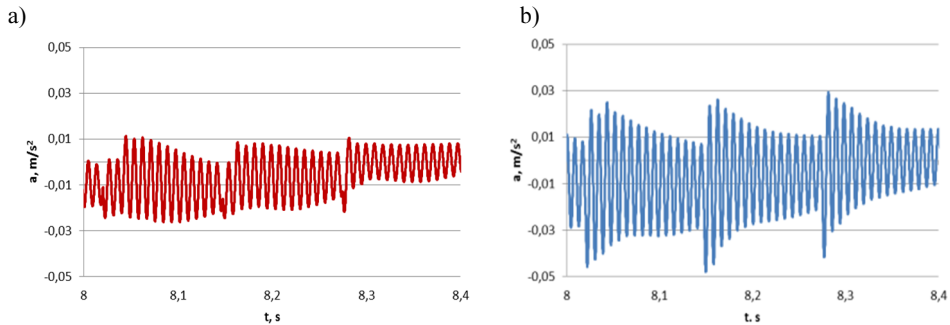


Fig. S.3.1. Variation in the vertical accelerations of the car body on the even track in the period of 8.0–8.4 s: a) in summer; b) in winter

With the use of the developed expanded dynamic model of the “Vehicle–Track” system and upon performance over 100 simulation rides and changing wheel flat parameters, the dependence of the vertical impact force on rail due to the passenger car wheel with a defect on track stiffness has been determined. Experimental studies validated that railway track stiffness in summer and winter varied by 10%, on the average. The measured difference in the impact force in winter and in summer is given in Fig. S.3.2.

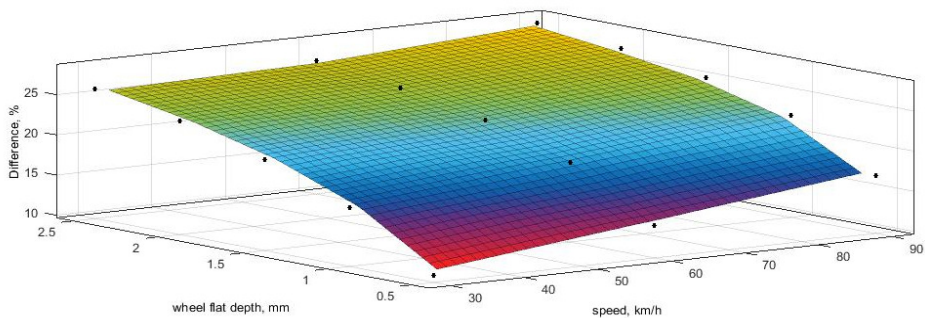


Fig. S.3.2. Difference in the vertical impact force of the wheel in percent, when the passenger car wheel rolling surface is with a flat, at motion with different speeds in winter and summer

Fig. S.3.2 shows that vertical impact force indices in summer and winter may differ up to 28%.

To evaluate the influence of the suspension on the car body vibrations, the primary and secondary suspension vertical stiffness parameters have been changed at the respective ranges. Vertical stiffness of primary suspension elements was changed within the range from 300 kN/m to 2 000 kN/m. Stiffness of secondary suspension elements was changed from 100 kN/m to 1 000 kN/m. Dependence of the mean vibration accelerations

of the car body at motion with a speed of 160 km/h on the stiffness of primary and secondary suspensions is provided in Fig. S.3.3.

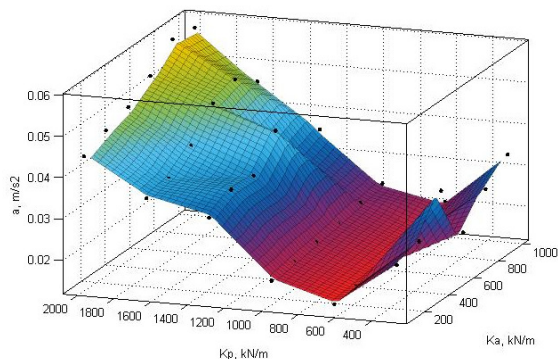


Fig. S.3.3. Dependence of variation of the car body mean vertical accelerations on the stiffness parameters of primary and secondary suspension elements

Exploration shows that car body vertical vibrations induced by a flat are smallest at the stiffness values of 640–980 kN/m for primary and 100–480 kN/m for secondary suspension elements.

The strong effect of track irregularities has been determined – the vertical and angular accelerations of passenger car elements may increase up to 10 times. Upon processing of data obtained during simulation using the Fourier transformation method, the dependence of repetitions of the amplitudes of passenger car body accelerations on the ride time has been defined. The availability of these data enables the assessment of passenger ride comfort by the Sperling ride stability index to be made. It was determined that with the passenger car with a flat of 1 mm in depth and 20 mm in length running on the even road the ride stability index values are very good (0.89), whereas upon introduction of track irregularities, the Sperling index values got increased by almost 3 times (2.8) and approached the limit value for passenger cars.

4. Field testing of passenger car ride stability

During testing, the following indexes were studied:

- 1) passenger car body vertical, transverse and longitudinal accelerations;
- 2) passenger car body angular displacement accelerations.

Tests are conducted at the range of rolling stock motion speeds from 30 km/h to 80 km/h and changing the speed every 10 km/h. The test rolling stock motion speed was determined with less than 5% error. At the Technical Maintenance Centre of the Passenger Transportation Directorate on 2 February 2015, during the unplanned repair, the car bogie wheelsets were replaced for the test passenger car No. 5824196-5. The first wheelset with a flat of 1 mm in depth and 20 mm in length, the rolling circle diameter 901 mm. Control indicators are measured in the section “Joniškis–State Border”. The upper railway track structure construction consists of R65 rails, Swetrak sleepers, Vossloh rail fasteners, and gravel ballast. Spacing of sleepers is 1840 pcs./km. The track sec-

tion for testing is straight. The railway track quality was assessed by “Plasser&Theurer” EM 140 and TrackScan ME 4011244 track measuring cars belonging to Lietuvos geležinkeliai AB. The perfect track quality was identified by the measurements performed. The track deflection and rigidity identification equipment “ИЦ ВЭИП”, installed by the Russian scientists under Professor Mikhail Levizon in this track section, was used. According to the statistical calibration results, the railway track resilience module in this section was determined. In summer the track resilience module was 299.2 MPa, and in winter 327.9 MPa.

Data of all sensors were synchronically collected using Corrsys-Datron equipment DAS-3 (Fig. S.4.1), installed on the passenger car No. 5824196-5 body. During research the recording frequency of 200 Hz was used, data were recorder into the back-up file.



Fig. S.4.1. Field experiments: a) pilot train; b) data collection equipment Corrsys-Datron DAS-3; c) installed accelerometer KISTLER Type 8395A

The vibration recorder was installed in the passenger car. Triaxial accelerometer KISTLER Type 8395A was mounted on a bogie and car body pivot. To fix the passenger car body angular displacements, CORRSYS DATRON HF-500C accelerometer gyroscope, installed onto the passenger car window at the height of the passenger’s head, was used. The recorded data was estimated by the Sperling ride stability index for the assessment of passenger ride comfort.

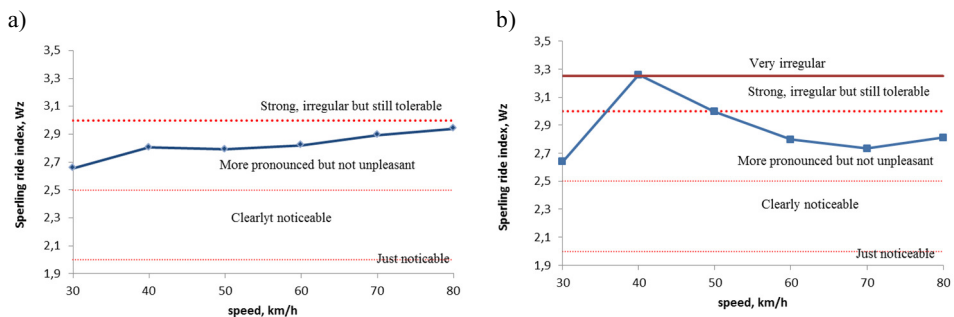


Fig. S.4.2. Experimental Sperling ride index values at different running speeds: a) in vertical direction; b) in lateral direction

As seen from Fig. S.4.2, the Sperling index values comply with the requirements for ride stability, sufficient for passenger cars, whereas good results have not been

reached in transverse direction. The highest value of the index in transverse direction has been reached at the running speed of 40 km/h, while with the speed increasing the index values went on decreasing. The Sperling index values received in vertical direction are fluctuating in the zone of values for “sufficient for passenger cars”. With the car running speed augmenting, they are evenly increasing. While assessing the effect of vibration on human organism, it is necessary to take into account the shock acceleration ratio (SAR), which equals the relation of the maximum acceleration value and the mean square acceleration value. Upon calculation of the SAR values derived from the obtained experimental data, it is seen that only lateral vibrations comply with this standard. The SAR values of vertical vibrations are significantly too high and exceed the set rates by 1.3–1.8 times. This is induced by wheel defects, track irregularities, car bogie construction and its rigidity and damping parameters.

Using the mathematical model of the system “Vehicle–Track” 53 DOF, the dependence of the car body maximum vertical acceleration variation on the ride speed (Fig. S.4.2) is formed. This dependence is supplemented with the experimental investigation data. For accuracy obtained ($R^2 = 0.9179$), the data approximating function of five coefficients is sufficient:

$$f(v) = -0.000008915 v^4 + 0.002132 v^3 - 0.1859 v^2 + 6.974 v - 87.98. \quad (\text{S.4.1})$$

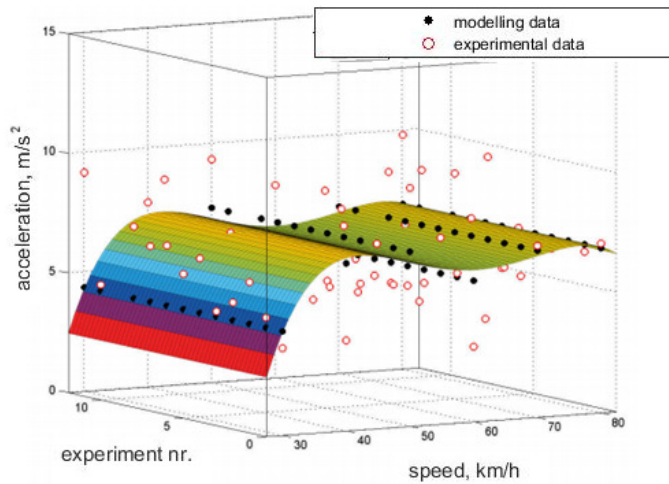


Fig. S.4.2. Dependences of experimental and simulation values of maximum accelerations of car body vertical vibrations on the ride speed

Fourth degree polynomial is composed by using MATLAB mathematical computing package. During analysis, the sum of residual squares $SSE = 252$ and average square error $RMSE = 1.8722$ was determined. Error is received due to the fixed random maximum vertical accelerations that may be induced not only by wheel defects and rail irreg-

ularities, but also by transverse displacements of the rolling stock wheelsets, which due to the cone-shaped wheel profile have an effect on the vertical vibrations of other rolling stock elements, that have not been assessed during simulation. Upon coincidence of these factors, the resonance may appear and maximum vertical body accelerations fixed during testing may be induced that are not reflected in the simulation findings. Since maximum values of the car body vertical vibrations determined during experiment are scattered within a wide range, therefore, arithmetical means of maximum vertical accelerations are derived for the purpose of clarity (Fig. S.4.3).

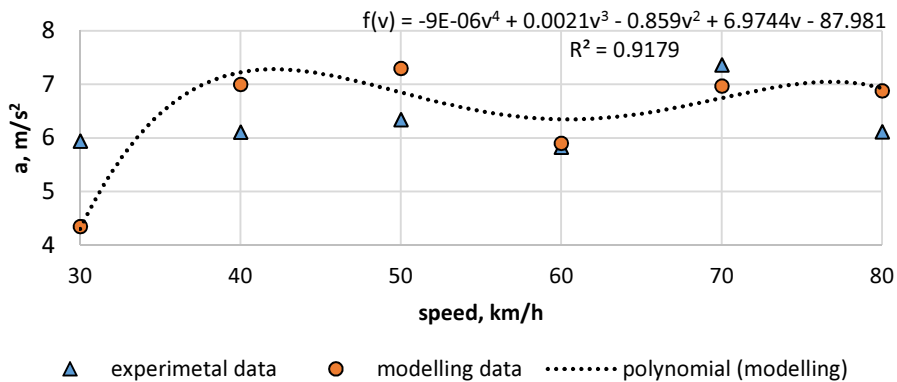


Fig. S.4.3. Comparison of mathematical modelling and experimental average values of wagon carbody maximal vertical acceleration considering different velocities

Fig. S.4.3 shows that at the running speed from 30 km/h to 50 km/h the maximum values of the car vertical accelerations, obtained during simulation, differ from experimental results by 12–27%. The largest difference is achieved at 30 km/h. From 50 km/h to 60 km/h the mathematical modeling result values approach the experimental results (from 13% to 1%) and a decrease in the maximum vertical accelerations of the body is observed. From 60 km/h the maximum values of the vertical accelerations of the body augment both in terms of experimental and simulation data. With the car speed increasing from 60 km/h to 80 km/h, differences in the simulation and experimental results vary from 1% to 5%. Comparing the maximum values of the vertical accelerations of the body derived during simulation with experimental research results, at different speeds (30–80 km/h), it is seen that during simulation the obtained maximum values of the vertical accelerations of the body are in strong correlation with the values measured during field testing. The determined parameters of errors ($SSE = 5.4867$ and $RMSE = 0.9563$) show that the produced dependence function (S.4.1) correlates strongly with experimental results. This confirms the suitability of the use of the developed 53 l. l mathematical model “Vehicle–Track” in expensive local field testing.

General Conclusions

1. The developed expanded three-dimensional mathematical model of the dynamic system “Vehicle–Track” makes it possible to additionally assess the effect of the rail corrugation after the wheel impact on the adjacent bogie wheelsets and track stiffness temperature variation.
2. Using the developed expanded mathematical model, frequencies of natural vibrations of the dynamic system “Vehicle–Track” elements were determined. In winter, eigenfrequencies of the system “Vehicle–Track” elements are by 5% higher than in summer.
3. It was determined that environmental temperature has a strong influence on the dynamics of car elements which affects directly the stiffness parameters of the track upper structure elements. It has been established that the vertical impact force value at wheel and rail contact in winter increases by 1.3 times.
4. The dynamic car vibration parameters were determined during field testing within the speed range of 30–80 km/h, at a wheelset wheel flat of 1 mm in depth and 20 mm in length. The computed Sperling ride stability index values comply with the permissible standards, even though they do not guarantee the ride comfort.
5. Upon performance of the analysis of numerical modeling and field testing results, it was found that the measured values of the car body vertical accelerations are in strong correlation with the modeling data (RMSE = 0.1927). This evidences the reliability of the mathematical model of the “Vehicle–Track” dynamic system and confirms the opportunity to use it for evaluation of the rolling stock dynamics at railway enterprises.
6. The conducted theoretical and experimental research of the running passenger car makes it possible to expand the computation opportunities by evaluating the effect of larger scope railway track and rolling stock parameters on the dynamic processes of running.

Priedai*

A priedas. Keleivinio vagono bandymų grafikas.

B priedas. Natūrinių bandymų saugos reikalavimai.

C priedas. Keleivinio vagono matematinio modelio masių, slopinimo ir standumo matricos.

D priedas. Bendraa autorių sutikimai teikti publikacijų medžiagą disertacijoje

E priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos

* Priedai pateikiami pridėtoje kompaktinėje plokštelėje.

Stasys STEIŠŪNAS

VAGONO AŠIRAČIŲ SU IŠČIUOŽA SMŪGIO
Į BĖGIUS DINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAS

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
transporto inžinerija (03T)

RESEARCH ON DYNAMIC PROCESSES
OF WAGON WHEELSETS
WITH FLAT IMPACT ON RAIL

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,
Transport Engineering (03T)

2017 01 09. 13,5 sp. l. Tiražas 20 egz.
Vilniaus Gedimino technikos universiteto
leidykla „Technika“,
Saulėtekio al. 11, 10223 Vilnius,
<http://leidykla.vgtu.lt>
Spausdino UAB „BMK leidykla“
J. Jasinskio g. 16, 01112 Vilnius